

Grado Universitario en Ingeniería Mecánica

2018-2019

Trabajo Fin de Grado

“Análisis de un HRSG de 3 niveles de presión para una planta solar de torre”

Daniel Moral Largo

Tutor

Jesús Gómez Hernández



[Incluir en el caso del interés de su publicación en el archivo abierto]

Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

RESUMEN

El compromiso de reducción de emisiones contaminantes obliga a desarrollar las diferentes tecnologías de generación de energía que utilizan combustibles renovables para satisfacer en gran medida la demanda, siendo una de ellas las centrales solares de torre que ya permiten generar potencia en ausencia de radiación solar gracias al sistema de almacenamiento energético.

La presente Memoria propone la inclusión de un HRSG de tres niveles de presión en una planta solar de torre en lugar de un generador de vapor de un nivel de presión, con el fin de poder aumentar la presión máxima que se encuentra limitada a 126 bar para no incumplir el pitch point, hasta la presión máxima que permite el modelo de turbina de vapor empleado.

Dentro del estudio se proponen dos alternativas de HRSG de los que se realiza un análisis energético empleando el programa informático Matlab y un algoritmo externo a este, Coolprop, para poder comparar con el diseño de referencia que cuenta con un generador de vapor con un nivel de presión. Tras realizar el análisis energético se comprueba que no se incumple el pitch point, que la temperatura mínima de las sales fundidas no sea inferior a la temperatura de congelación (285°C), que la temperatura máxima de las sales fundidas no sea superior a la temperatura a partir de la cual se generan grandes problemas de corrosión (565°C), que la temperatura mínima del agua del bloque motor a la entrada del generador de vapor sea 245°C , cuál de los dos diseños de HRSG incrustados en la central solar de torre permite mayor rendimiento del bloque motor y que su valor sea mayor que el diseño de referencia.

Finalmente, se realiza un análisis económico de los beneficios extra que daría la inclusión del HRSG de tres niveles presión empleando el LCOE.

Palabras Clave: generador de vapor, presión máxima, rendimiento.

ABSTRACT

The commitment of the reduction of polluting comissions forces to develop new different technologies of energy generation which use renewable fuels in order to satisfy largely the demand, being one of them the solar tower plants, because they allow us to generate power in the absence of solar radiation thanks to the energetic storage system.

This descriptive report propose the inclusion of three preassure level HRSG in a tower solar plant instead of one preassure level steam generator, in order to be able to increase the maiximun preassure which is limited to 126 bar not to breach the pitch point, until the maximum preassure allowed by the steam turbine model used.

In the current study there are proposed two different alternatives of HRSG, each one of them has an energetic analysis made by using the software MATLAB and an external algorithm to it, Coolprop, in order to be able to compare it with the reference desing which counts with one preassure level steam generator. After realizing the energetic analysis, it is checked that the pitch point is not breached, that the minimum temperature of the molten salts is not lower than the freezing temperature (285°C), that the maximum temperature of the molten salts is not higher than the temperature in which big corrosion problems are generated (565°C), that the minimum water temperature of the engine block at the entry of the steam generator is 245°C, and additionally which one of the two HRSG designs embedded in the tower solar central allows higher efficiency of the engine block and has a grater value than the reference design.

Finally, an economic analysis of the extra benefits that three pressure level HRSG inclusion used the LCOE .

Keywords: steam generator, máximo pressure, efficiency.

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi agradecimiento a mi tutor Jesús Gómez Hernández por darme la idea para realizar este trabajo y orientarme durante las diferentes tutorías, a mis padres, hermana, amigos y compañeros de carrera a los que dedico esta obra por haberme acompañado y apoyado durante estos cuatro años de carrera.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Presentación	1
1.2	Motivación	1
1.3	Objetivo.....	4
1.4	Estructura TFG	4
2	CONCEPTOS TEÓRICOS.....	6
2.1	Energía solar	6
2.2	Centrales termosolares de concentración	8
2.2.1	Cilindro parabólico	8
2.2.2	Fresnel lineal	10
2.2.3	Disco Stirling	10
2.2.4	Centrales de Torre	11
2.3	Ciclo Carnot.....	13
2.4	Ciclo Rankine.....	14
2.5	HRSG	16
2.6	Turbina de vapor	21
3	DATOS DE PARTIDA	22
3.1	Equipos.....	23
3.1.1	HRSG	24
3.1.2	Turbina de alta presión	25
3.1.3	Turbina de baja presión	25
3.1.4	Condensador.....	25
3.1.5	Bombas hidráulicas.....	25
3.1.6	FHW.....	26
3.1.7	DEA	27
3.2	Características generales del SPT y del campo solar	27
4	METODOLOGÍA	29
4.1	Procedimiento general	29
4.2	Cálculo de las extracciones de la turbina LPT	29
4.3	BALANCE DE MASA Y ENERGÍA	31
4.3.1	Ecuaciones	32
4.4	Diseños HRSG.....	37
4.4.1	1º diseño.	37
4.4.2	2º diseño	39
5	RESULTADOS.....	40

6	ANÁLISIS ECONÓMICO	46
7	CONCLUSIÓN.....	49
8	BIBLIOGRAFÍA.....	50
	ANEXO A: ESQUEMA Y PROPIEDADES.....	52
	ANEXO B: CÓDIGO MATLAB	54

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1.1. Emisiones de dióxido de carbono según su fuente y sector (2013) [21].....	2
Figura 1.2. Porcentajes de los diferentes tipos de obtención de energía eléctrica (REE) [3].....	2
Figura 1.3. Evolución de la potencia renovable instalada en la península (REE).....	3
Figura 1.4. Gemasolar (SPT) [4].....	3
Figura 2.1. Componentes de irradiación recibida por un cuerpo [21].....	6
Figura 2.2. Captadores solares térmicos planos [5].	7
Figura 2.3. Colectores solares térmicos de tubo vacío [7].	7
Figura 2.4. Captadores solares térmicos de concentración [6].....	7
Figura 2.5. Centrales de concentración solar [21].....	8
Figura 2.6. Andasol Granada central cilindro parabólico [8].....	9
Figura 2.7. Esquema de planta solar cilindro parabólico [21].....	9
Figura 2.8. Esquema central fresnel lineal en Puerto Errado [21].	10
Figura 2.9. Diagrama presión-volumen ciclo Stirling [21].	11
Figura 2.10. Esquema de una central termosolar de torre [21].	12
Figura 2.11. Receptor central [21].	12
Figura 2.12. Esquema del ciclo Carnot [10].....	13
Figura 2.13. Diagrama T-s del ciclo de Carnot [10].	14
Figura 2.14. Esquema del ciclo Rankine [10].	15
Figura 2.15. Diagrama T-s del ciclo Rankine [10].....	15
Figura 2.16. Esquema de una central de ciclo combinado [22]	16
Figura 2.17. Esquema de un HRSG un nivel de presión.....	17
Figura 2.18. Temperatura-energía en el HRSG de un nivel de presión [11].....	18
Figura 2.19. Esquema de un HRSG dos niveles de presión.....	19
Figura 2.20. Temperatura-energía en el HRSG dos niveles de presión [11].....	19
Figura 2.21. Esquema de un HRSG de tres niveles de presión.....	20
Figura 2.22. Temperatura-energía en el HRSG tres niveles de presión [11].	20
Figura 2.23. Turbina ST-600 de la marca Siemens [12].	21
Figura 3.1. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de un nivel de presión. ...	22
Figura 3.2. Diagrama temperatura-calor de un generador de vapor con un nivel de presión [1].	23
Figura 3.3. Esquema y diagrama de un FHW.	26
Figura 4.1. Procedimiento para resolver el problema.	30
Figura 4.2. Procedimiento para calcular las extracciones de la turbina de baja presión.	31

Figura 4.3. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de tres niveles de presión 1° diseño.	38
Figura 4.4. Esquema HRSG de tres niveles de presión 1° diseño.	38
Figura 4.5. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de tres niveles de presión 2° diseño.	39
Figura 5.1. Diagrama T-s del primer diseño.	41
Figura 5.2. Diagrama T-s un nivel de presión vs tres niveles de presión (primer diseño)	42
Figura 5.3. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1° diseño.	42
Figura 5.4. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1° diseño.	43
Figura 5.5. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1° diseño baja y media presión.	44
Figura 6.1. Representación del LCOE de diferentes tecnologías en función del año. [2].....	47
Figura 6.2. Diferentes escenarios para el precio de la energía [20].	47

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 3.1. VALORES DE TTD Y DDC SEGÚN FHW	27
TABLA 5.1. RENDIMIENTOS DE LOS DIFERENTES DISEÑOS Y PRESIONES.	40
TABLA 5.2. POTENCIAS Y CALORES DE LOS DIFERENTES DISEÑOS Y PRESIONES.	45
TABLA 6.1. RESUMEN DATOS Y VALORES LCOE.	48

LISTA DE ABREVIATURA

HRSG	Heat Recovery Steam Generator
LCOE	Levelized Costo of Energy
HPT	Hight Pressure Turbine
LPT	Low Pressure Turbine
FHW	Feed Heater Water
RH	Reheater
PH	Preheater
EV	Evaporator
SH	Superheater
SG	Steam Generator
PB	Power Block
SPT	Solar Plant Tower

1 INTRODUCCIÓN

A continuación, se realiza una pequeña presentación, se explica la motivación que lleva a la realización del trabajo, se detalla el objetivo que se busca y se especifica la estructura que se va a seguir a lo largo de toda la memoria.

1.1 Presentación

Mi nombre es Daniel Moral Largo estudiante del Grado de Ingeniería Mecánica motivado por la automoción y la ferroviaria. Conforme iban avanzando los diferentes cursos de la carrera me daba cuenta de la importancia de los distintos métodos que se emplean para generación de energía eléctrica en la actualidad, por este motivo cursé la asignatura optativa de equipos térmicos en el último curso, gracias a esta asignatura, y a máquinas y centrales térmicas cursada en el tercer curso me decidí a hacer este trabajo de fin de grado en el curso académico 2018/2019 en el que se estudia el generador de vapor de una central termosolar de torre.

1.2 Motivación

En las últimas décadas ha destacado el debate sobre qué sistema utilizar para la obtención de energía eléctrica separándose en dos grandes grupos, energías renovables y no renovables.

Se conoce como energía no renovable a la energía conseguida por la consumición de fuentes naturales limitadas. Se pueden encontrar dos tipos de combustibles:

- Combustibles nucleares, que son los elementos químicos fisibles.
- Combustibles fósiles, que son los que provienen de la biomasa de hace millones de años.

Por otro lado, la energía renovable es la energía que es obtenida de fuentes naturales inagotables. Al igual que la energía no renovable existen varios tipos:

- Energía eólica, que utiliza como combustible la energía del viento.
- Energía geotérmica, que utiliza como combustible la energía calorífica de la Tierra.
- Energía hidráulica, que utiliza como combustible la energía de las corrientes de agua.
- Energía solar que utiliza como combustible la energía derivada del sol.

Unos de los principales problemas en la sociedad actual es la emisión de gases contaminantes que resultan tóxicos para la vida. En la figura 1.1 se muestran los diferentes

generadores de CO₂ según su fuente y sector para el año 2013, mientras que el uso de la energía renovable se posiciona como la solución a este gran problema.

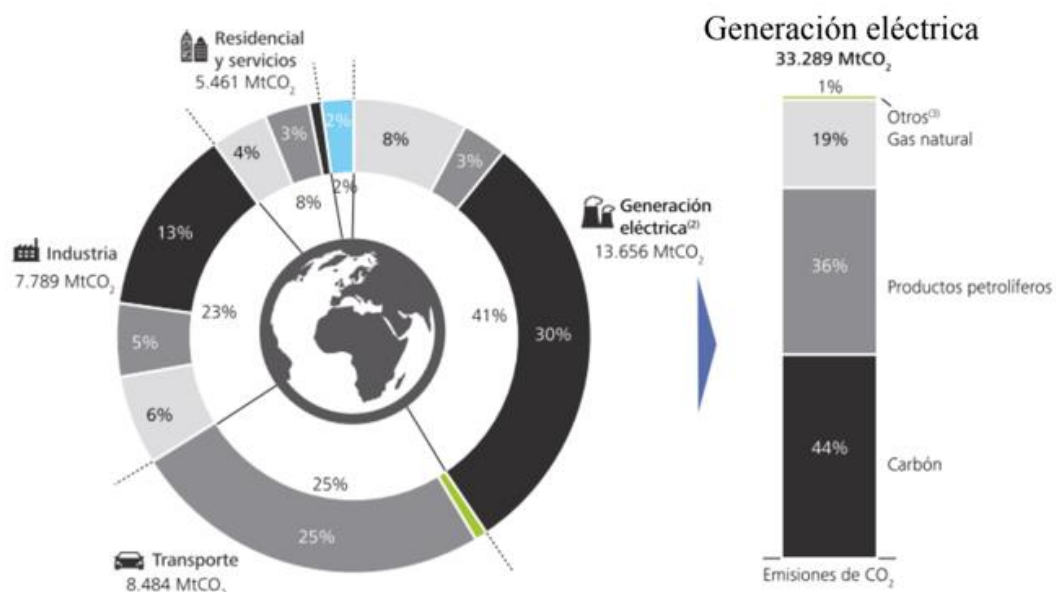


Figura 1.1. Emisiones de dióxido de carbono según su fuente y sector (2013) [21].

La Unión Europea se ha comprometido a incrementar el porcentaje de energía renovable al menos hasta el 27% del consumo de energía en 2030. Para poder realizar esta mejora será necesaria una inversión anual aproximada de 38.000 millones de euros para el conjunto de la UE, siendo compensada en su mayoría por el ahorro de combustible obteniéndose notables beneficios para la salud y el medio ambiente [14]. La figura 1.2 representa los porcentajes de los diferentes tipos de tecnologías utilizadas para la generación de energía eléctrica en la península española según la REE.

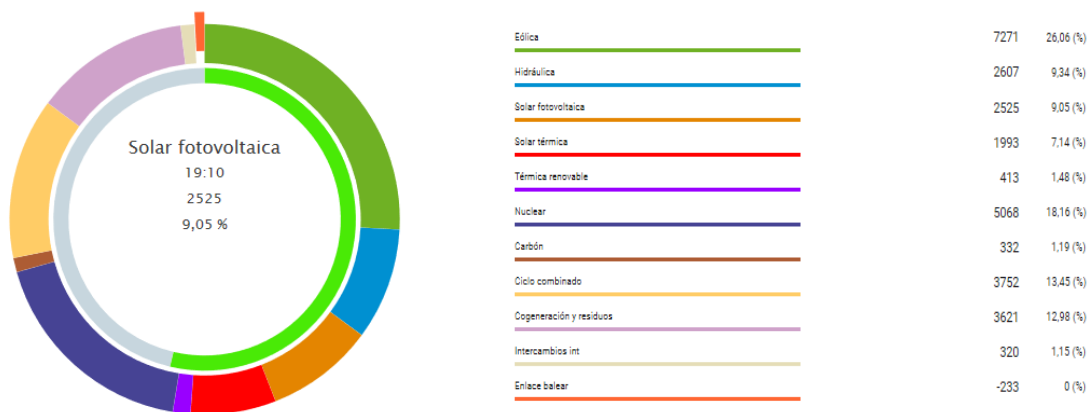


Figura 1.2. Porcentajes de los diferentes tipos de obtención de energía eléctrica (REE) [3].

En la figura 1.3 se pueden observar datos de la REE [3] que representa el incremento de la energía renovable instalada en España desde el año 2014.

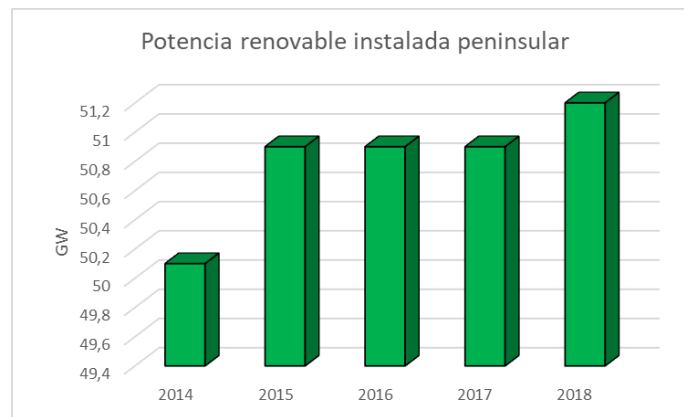


Figura 1.3. Evolución de la potencia renovable instalada en la península (REE).

Comparando la energía proveniente de una planta solar cuyo rendimiento está entre 35-40% con los sistemas que aportan la mayor parte de la energía demandada, como las plantas de ciclo combinado que tienen un rendimiento aproximado del 60%, se puede observar con claridad que las energías renovables tienen que ser optimizadas para que en un futuro puedan soportar en su totalidad la demanda energética, debido a la insuficiencia de capacidad actual.

Tomando como ejemplo Gemasolar (Fig. 1.4), una central termosolar de torre (SPT) localizada en Sevilla con una potencia registrada de 17 MW y caracterizada por disponer de una autonomía de hasta 15 horas sin aporte solar gracias al tanque de almacenamiento de sales calientes, se manifiesta la mejora tecnológica en este tipo de tecnología debido a que es capaz de generar energía en ausencia de luz solar que es la gran desventaja de este método.



Figura 1.4. Gemasolar (SPT) [4].

Las SPT al igual que un ciclo combinado disponen de una caldera recuperadora de calor cuando tienen más de un nivel de presión, o un conjunto de intercambiadores de calor separados, siendo esta configuración más empleada, cuando presenta un único nivel de presión, que permite transferir el calor de un ciclo a otro, cuantos más niveles de presión tenga este equipo mayor será la capacidad de aprovechamiento del calor y el coste económico.

El motivo principal de este trabajo es la comparación de diferentes diseños de generadores de vapor formados por intercambiadores de calor de diversos tamaños, incluidos en el conjunto de una central termosolar de torre, con un generador de vapor de referencia bastante sencillo de un nivel de presión que es el que se emplea en la mayoría de las centrales de este tipo de tecnología.

1.3 Objetivo

Las centrales termosolares de torre (SPT) se basan en ciclos Rankine como la mayoría de las centrales de potencia tradicionales, con la diferencia de que el fluido que aporta el calor al agua son sales fundidas formadas por un 60% de NaNO_3 y 40% de KNO_3 teniendo una temperatura mínima de congelación ,285°C, y una temperatura máxima por encima de la cual hay grandes problemas de corrosión, 565°C. Además, la presión máxima de la central a estudiar con un nivel de presión es 126 bar, a pesar de que la presión máxima que permite la turbina empleada es de 165 bar, debido a que si es mayor se incumple el pinch point.

Mientras que bastantes estudios se han centrado en optimizar el sistema con diferentes estrategias, el objetivo de este informe es modificar el diseño del generador de vapor de un nivel de presión a un HRSG de tres niveles de presión en busca de poder aumentar la presión máxima del ciclo que se traduce en un mayor rendimiento, sin modificar el bloque motor en la medida de lo posible.

El aumento del rendimiento de la central conllevaría a un aumento de la producción, convirtiendo a esta tecnología en una candidata para sustituir a las centrales de combustibles fósiles.

1.4 Estructura TFG

En este capítulo se han explicado los objetivos y la motivación, a continuación, se detalla la estructura que se va a seguir a lo largo del resto del trabajo:

- En el capítulo dos, se exponen los fundamentos teóricos principales para una buena compresión que incluye los diferentes tipos de captadores de energía solar, las diferentes centrales termosolares y conceptos de ciclos de generación de potencia.
- En el capítulo tres, se expone y explica el esquema de la central solar de torre de referencia, así como cada uno de los componentes que la forma y su rendimiento.
- En el capítulo cuatro, se trata la metodología empleada para la resolución del problema incluyendo las ecuaciones necesarias y los diferentes diseños de generador de vapor.
- En el capítulo cinco, se reflejan los resultados de los diferentes diseños, así como las gráficas necesarias para explicar el funcionamiento del ciclo.

- En el capítulo seis, se realiza un análisis económico empleando el LCOE (Levelized Cost of Energy) que permite comparar diferentes tecnologías para la obtención de energía.
- En el capítulo siete, se realiza una conclusión y recomendaciones del trabajo realizado.
- En el anexo A, se recoge el esquema de la central solar de torre y su numeración. Además, se incluye una tabla con las diferentes propiedades de los puntos del esquema.
- En el anexo B, se incluye el código de programación en Matlab de la central estudiada.

2 CONCEPTOS TEÓRICOS

En este capítulo se procede a explicar los diferentes conceptos de la energía solar, como los captadores térmicos empleados y los distintos tipos de centrales termosolares de concentración. También, incluye fundamentos de los ciclos de generación de potencia necesarios para entender de manera satisfactoria los siguientes capítulos.

2.1 Energía solar

La energía solar es la tecnología que aprovecha la radiación electromagnética proveniente del sol mediante captadores. Se puede dividir en dos bloques, la térmica, que utiliza la radiación solar para calentar un fluido; y la fotovoltaica, que transforma la radiación solar directamente en corriente eléctrica.

La energía solar que recibe un cuerpo expuesto al sol proviene de tres componentes (Fig. 2.1):

- Irradiación solar directa (DNI) que procede directamente del sol.
- Irradiación solar difusa que procede tras ser dispersada por la atmósfera.
- Irradiación reflejada por otros cuerpos que no forman parte de la atmósfera o por el propio suelo.

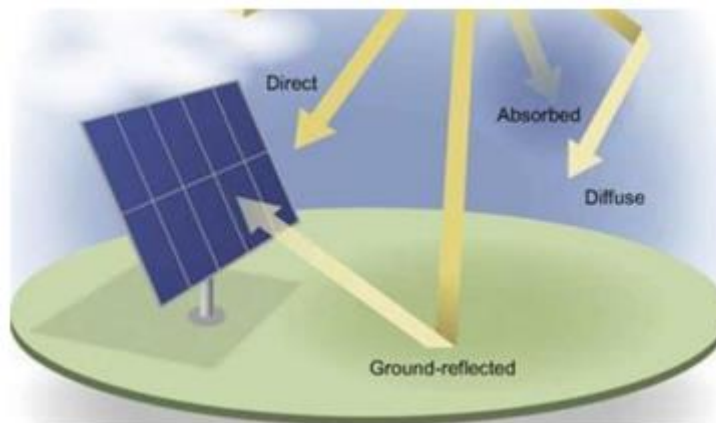


Figura 2.1. Componentes de irradiación recibida por un cuerpo [21].

Los principales captadores solares térmicos que se ven en las figuras 2.2, 2.3 y 2.4 son los siguientes:

- Captadores solares térmicos planos de baja temperatura que utilizan la radiación solar para calentar un fluido.



Figura 2.2. Captadores solares térmicos planos [5].

- Colectores solares térmicos de tubo vacío de baja temperatura, cuyas pérdidas de transferencia de calor son un 5% menores que la de los planos.



Figura 2.3. Colectores solares térmicos de tubo vacío [7].

- Captadores solares térmicos de concentración de alta temperatura, que se disponen en gran número para concentrar la radiación solar de una gran área en una superficie pequeña.



Figura 2.4. Captadores solares térmicos de concentración [6].

Este sistema de captación de energía ha sufrido grandes avances en los últimos años desde que el científico suizo Horace Bénédict de Saussure desarrolló el primer modelo de colector solar en 1867.

2.2 Centrales termosolares de concentración

En la actualidad existen diferentes tipos de centrales termosolares que se pueden combinar con otros ciclos de combustibles fósiles con el objetivo de mejorar el rendimiento, teniendo en torno al 60% de estas un almacenamiento energético que permite obtener potencia entre 4 y 7.5 horas en ausencia de radiación solar. El coste actual es de 13 a 25 c€/kWh con intención de reducirlo un 50% en 2020 acompañado de un fuerte crecimiento [19]. En la figura 2.5 se muestran las diferentes centrales de concentración solar.

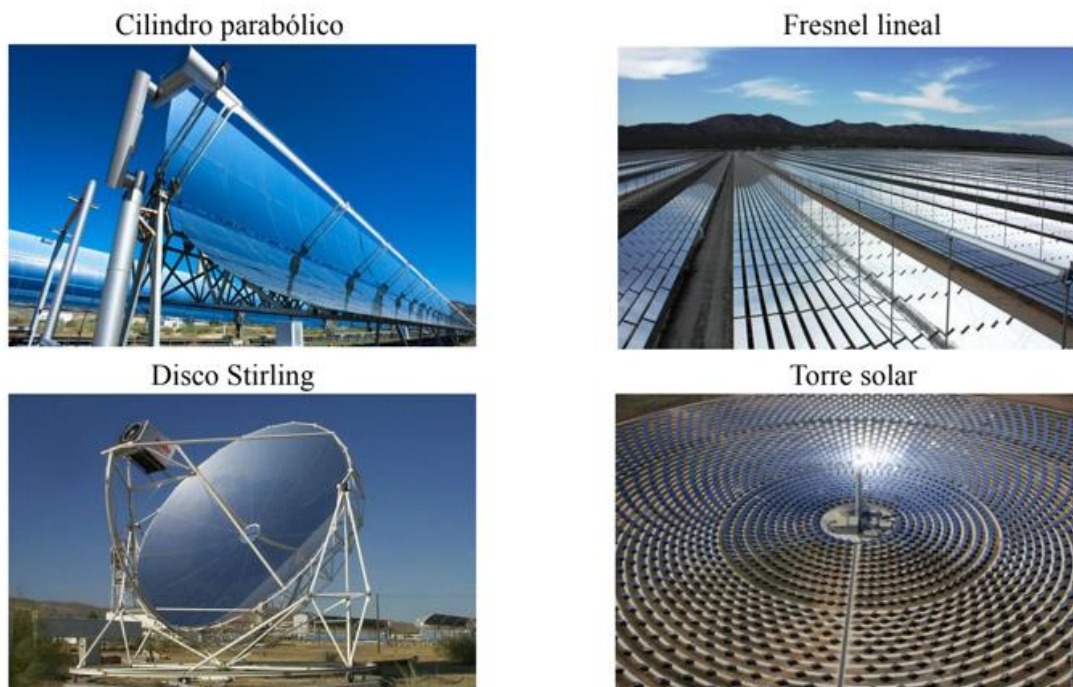


Figura 2.5. Centrales de concentración solar [21].

2.2.1 Cilindro parabólico

Este tipo de tecnología está formada por un campo de heliostatos y su funcionamiento consiste en calentar aceites térmicos de 293°C a 393°C, que son empleados para producir vapor a 380-390°C que se expande en una turbina de vapor produciendo potencia en un ciclo Rankine, disponen de un sistema de almacenamiento energético formado por dos tanques de sales fundidas que permite la actividad de la planta en ausencia de sol.



Figura 2.6. Andasol Granada central cilindro parabólico [8].

La figura 2.6 muestra la central de Andasol ubicada en Granada, un claro ejemplo de central cilindro parabólico la cual se compone por tres complejos denominados Andasol 1, Andasol 2 y Andasol 3 con una potencia de 50 MW cada uno.

El esquema de planta termosolar comercial más común (Fig.2.7) está formada por un campo solar de heliostatos, un sistema de almacenamiento energético de dos tanques de sales fundidas, un generador de vapor y el bloque motor.

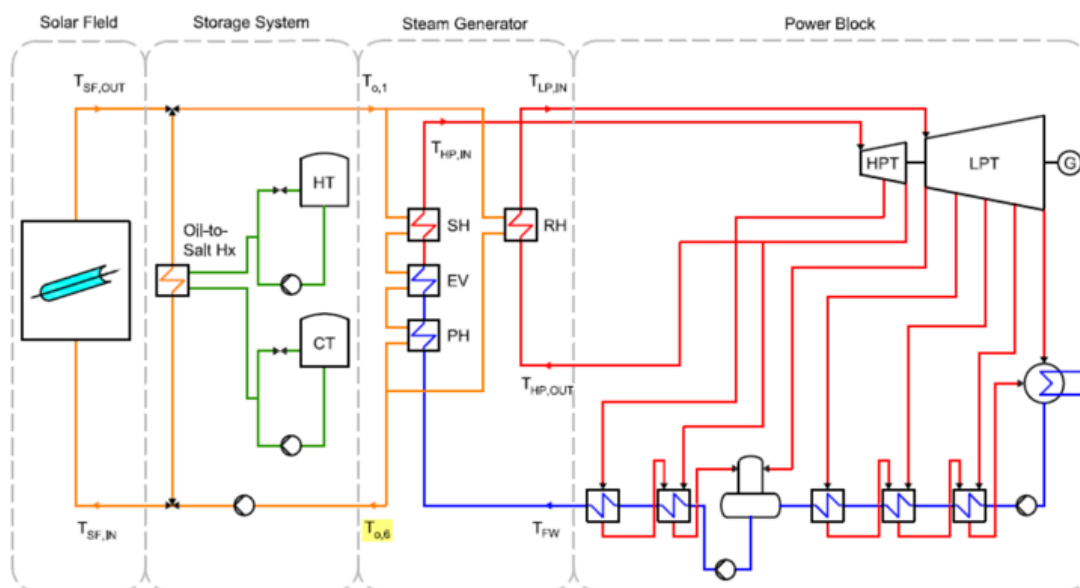


Figura 2.7. Esquema de planta solar cilindro parabólico [21].

Mediante los heliostatos se consigue captar la energía solar calentando el aceite térmico que circula por la carcasa del sobrecalentador, evaporador, economizador y recalentador, intercambiadores de calor del generador de vapor, para evaporar el agua que circula por los tubos de los intercambiadores. Una vez obtenido el vapor se transporta al bloque motor donde se expande en una turbina de vapor generando potencia. El bloque motor cuenta con diferentes regeneraciones siendo su rendimiento de 37,5%. Este esquema solo cuenta con un nivel de presión.

El almacenamiento de sales fundidas permite mantener activa la planta en torno a 7,5 horas que equivale a 350 MW. El tanque caliente tiene una temperatura comprendida entre 378 – 391°C y el tanque frío entre 285 – 300°C debido a que por debajo de 285°C existe el riesgo de congelación de las sales fundidas.

2.2.2 Fresnel lineal

En este tipo de centrales es bastante difícil integrar un sistema de almacenamiento energético y tiene un rendimiento más bajo que las plantas cilindro parabólico, pero su principal ventaja es que sus costes son menores debido a que el campo de heliostatos es más barato, siendo el valor de los costes del campo solar y receptor comprendido entre 100-120€/m².

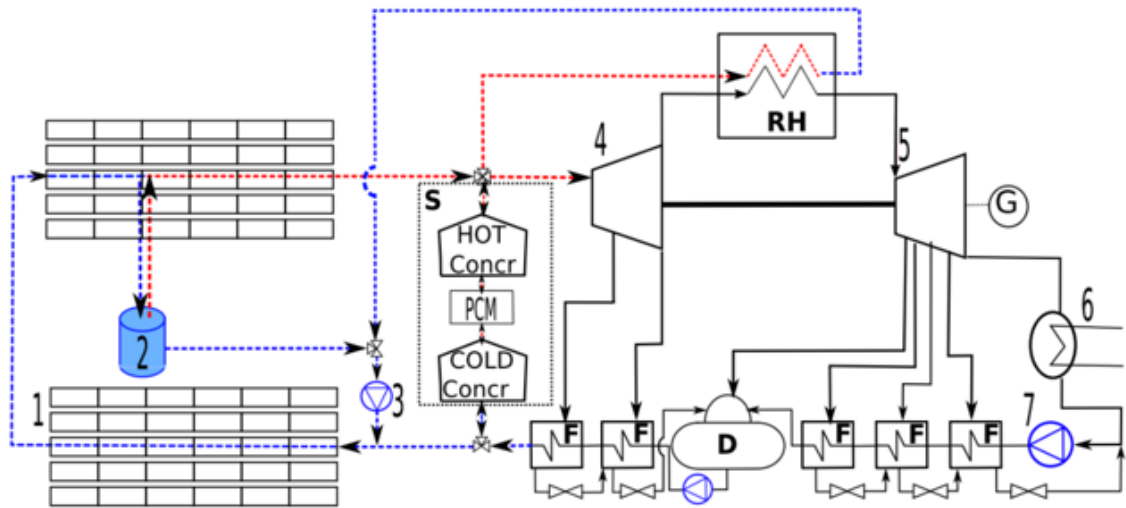


Figura 2.8. Esquema central fresnel lineal en Puerto Errado [21].

En este caso el fluido caloportador es directamente el agua que entra en el campo de heliostatos a 140°C y sale a 270°C en condiciones de vapor saturado. La figura 2.8 representa la propuesta del esquema de la central de fresnel lineal en Puerto Errado, el calentamiento se realiza en tres fases:

- Calentamiento sensible a baja temperatura sin cambio de fase.
- Calentamiento latente produciéndose el cambio de fase a vapor.
- Calentamiento sensible a alta temperatura sin cambio de fase.

El vapor a la salida del campo de heliostatos es dividido en tres direcciones, una hacia la turbina de alta presión, otra hacia el recalentador para aumentar la temperatura del agua a la entrada de la turbina de baja presión y la última de doble dirección hacia un tanque de almacenamiento. El generador de vapor es el conjunto de intercambiadores de calor de tubo con aletas para mejorar el coeficiente global de transferencia de calor, actualmente se están realizando diversos estudios con el objetivo de desarrollar este equipo. El bloque motor está basado en un ciclo Rankine con diferentes regeneraciones

2.2.3 Disco Stirling

Se trata de un disco parabólico con seguimiento solar en dos ejes cuyo fluido caloportador es aire y no tiene la capacidad de instalar un sistema de almacenamiento energético. En este caso el bloque de potencia no está basado en un ciclo Rankine, sino que es un motor Stirling que aprovecha el punto caliente generado por el receptor al transformar la

radiación reflejada por el concentrador. Por lo tanto, al tratarse de un motor de combustión externa trabaja entre un foco caliente (receptor) y un foco frío (atmósfera) y su funcionamiento consiste en calentar el fluido a volumen constante, expandirlo a temperatura constante, enfriarlo a volumen constante y comprimirlo nuevamente a temperatura constante (Fig 2.9).

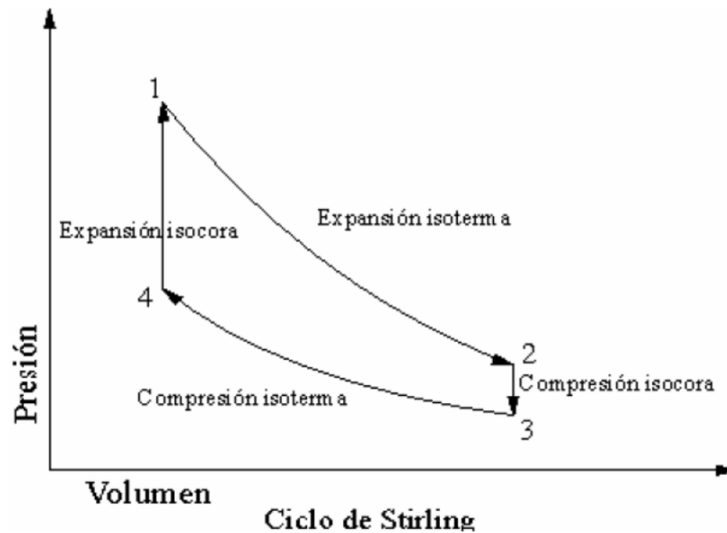


Figura 2.9. Diagrama presión-volumen ciclo Stirling [21].

Los motores Stirling cuentan con un cigüeñal unido a dos pistones acoplado a un generador eléctrico presentando los pistones una disposición lineal.

Uno de los ejemplos más conocidos de esta tecnología es Eurodish cuyo concentrador tiene un radio de 4,25 m, una máxima potencia de 10.000 We y un rendimiento del 20%.

2.2.4 Centrales de Torre

Los fluidos caloportadores de este tipo de centrales son sales fundidas y su principal característica es la máxima temperatura que pueden alcanzar, siendo su valor de 565°C, ya que al ser superior a la máxima temperatura del resto de los fluidos caloportadores de las otras tecnologías este tipo de centrales presentan un rendimiento mayor.

El bloque motor está basado en un ciclo Rankine con regeneración, existe la posibilidad de incluir un sistema de almacenamiento energético formado por dos tanques de sales fundidas, uno a la máxima temperatura, por encima de este valor existe un alto riesgo de corrosión, y el otro a la mínima temperatura, 285°C, por debajo de esta temperatura existe riesgo de congelación de las sales. La figura 2.10 representa el esquema típico de estas centrales presentando un generador de vapor formado por un sobrecalentador, un evaporador, un economizador y un recalentador, intercambiadores de calor tubo carcasa, en configuración de un único nivel de presión.

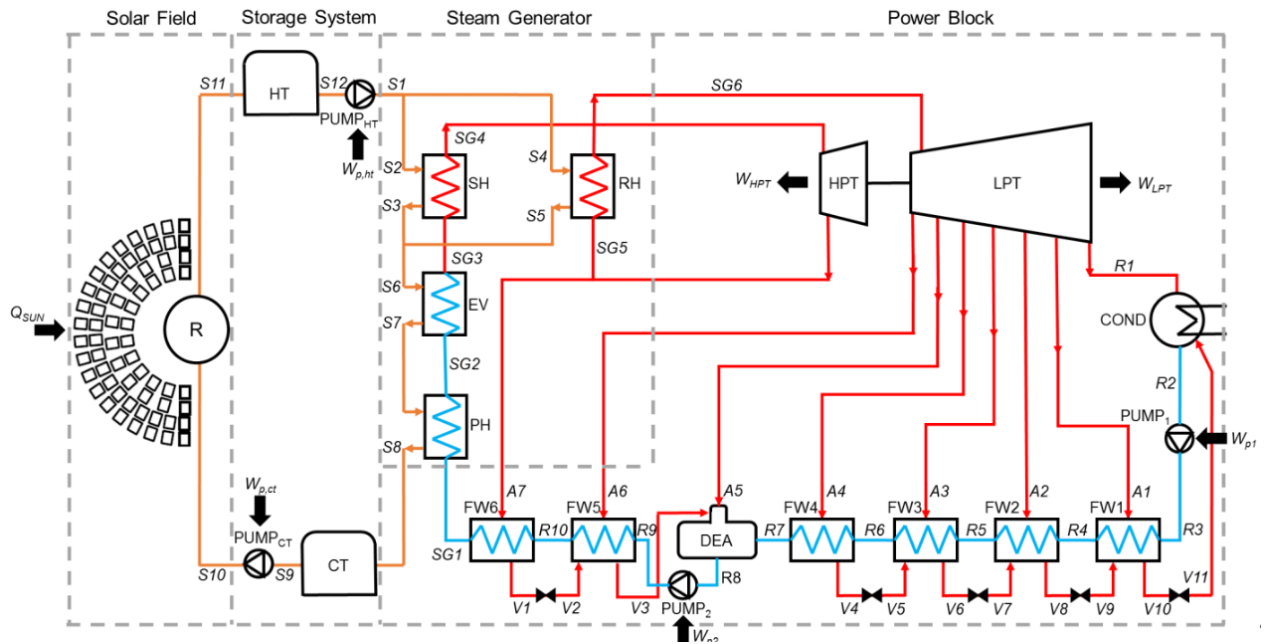


Figura 2.10. Esquema de una central termosolar de torre [21].

La radiación solar de una gran área es concentrada por los heliostatos en el receptor central (Fig. 2.11) donde se calientan las sales fundidas procedentes del tanque de almacenamiento frío hasta su temperatura máxima, posteriormente las sales son almacenadas en el tanque de almacenamiento caliente desde el que se regula el gasto másico de sales fundidas que tiene que ser introducido en el generador de vapor, y finaliza su recorrido volviendo de nuevo al tanque de almacenamiento frío.

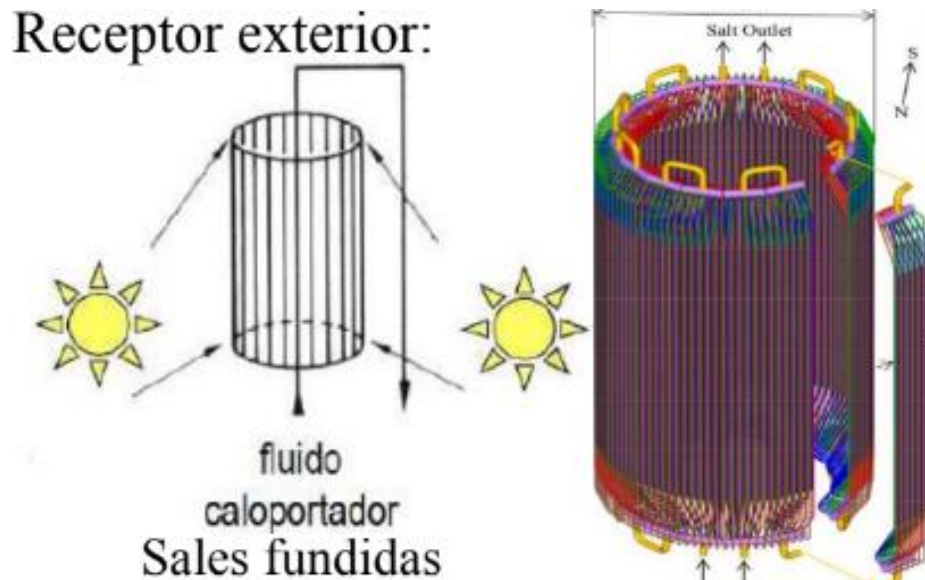


Figura 2.11. Receptor central [21].

La central al presentar un sistema de almacenamiento energético puede funcionar en distintos modos:

- Carga: la central únicamente está calentando las sales fundidas aprovechando la radiación solar para almacenarla en el tanque de sales calientes, como no está produciendo vapor tampoco está generando potencia.
- Descarga: la central únicamente está produciendo vapor con las sales fundidas almacenada en el tanque de sales calientes por lo tanto está generando potencia.
- Compatibilidad: la central está realizando tanto el proceso de carga como el de descarga simultáneamente.

En el generador de vapor se produce el cambio de fase del agua a lo largo de los tubos de los distintos intercambiadores de calor gracias a la temperatura de las sales fundidas, solo presenta un nivel de presión lo que se traduce en una misma presión para todo el generador. En la mayoría de las centrales de este tipo de tecnología se encuentra instalado este sistema de generación de vapor.

El bloque motor puede contar con tantas regeneraciones como sangrados permita la turbina de vapor, en este caso el modelo de turbina empleado permite hasta siete sangrados.

2.3 Ciclo Carnot

El ciclo de Carnot es el que posee el mayor rendimiento posible y es un ciclo internamente reversible. La figura 2.12 representa el flujo de trabajo, el calor absorbido del foco caliente y el calor expulsado al foco frío.

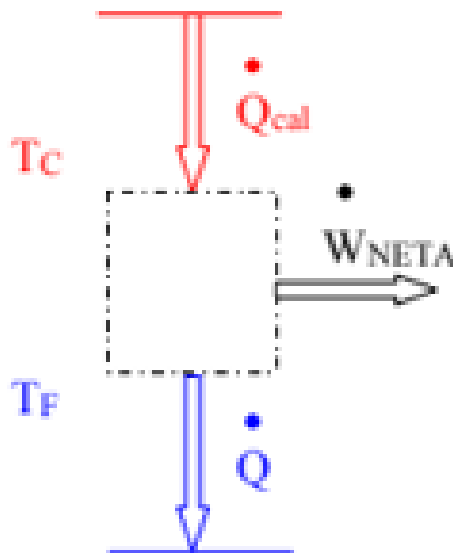


Figura 2.12. Esquema del ciclo Carnot [10].

La figura 2.13 representa el diagrama T-s del ciclo de Carnot ocurriendo los siguientes procesos:

- 1-2: Compresión isentrópica donde aumenta la presión del fluido sin variar la entropía.
- 2-3: Adición de calor a temperatura del foco caliente .
- 3-4: Expansión isentrópica donde disminuye la presión de fluido sin variar la entropía.
- 4-1: Rechazo del calor a temperatura del foco frío.

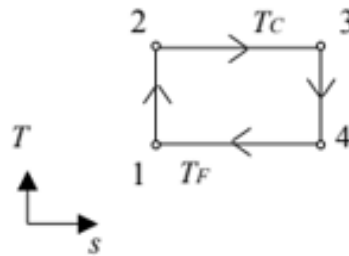


Figura 2.13. Diagrama T-s del ciclo de Carnot [10].

El valor del rendimiento de este ciclo ideal se calcula con la ecuación 2.1 y se puede dejar en función de las temperaturas de los focos desarrollandola.

$$\eta_{max} = \frac{W}{Q_C} = 1 - \frac{T_C}{T_F} \quad (2.1)$$

donde:

- W es la potencia neta generada en el ciclo en [W].
- Q_C es el calor absorbido del foco caliente en [W].
- T_C es la temperatura del foco caliente en [K].
- T_F es la temperatura del foco frío en [K].

2.4 Ciclo Rankine

Se denomina ciclo Rankine a la aplicación tecnológica del ciclo de Carnot caracterizado por su fluido de trabajo, ya que puede cambiar de fase según avanza por los diferentes procesos o equipos.

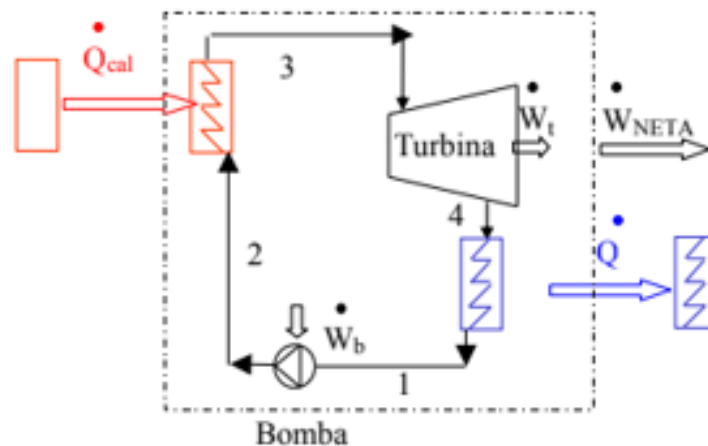


Figura 2.14. Esquema del ciclo Rankine [10].

En la figura 2.14 se puede ver el esquema del ciclo Rankine y los equipos por los que esta formado, siendo estos una caldera donde el fluido de trabajo absorbe calor aumentando de temperatura a presión constante, una turbina donde se produce la expansión del fluido hasta la presión de condensación generando potencia eléctrica, un condensador donde se produce el enfriamiento del fluido hasta las condiciones de líquido saturado debido a que si en la bomba entra vapor existe el riesgo de deterioro, y la bomba que comprime el fluido hasta la presión de la caldera.

El diagrama T-s del ciclo Rankine se puede observar en la figura 2.15 diferenciándose del diagrama de Carnot en que la turbina y el compresor no pueden trabajar isentrópicamente, es decir de forma ideal, ya que la entropía a la salida es mayor que a la entrada en estos equipos debido a que tienen un rendimiento isentrópico.

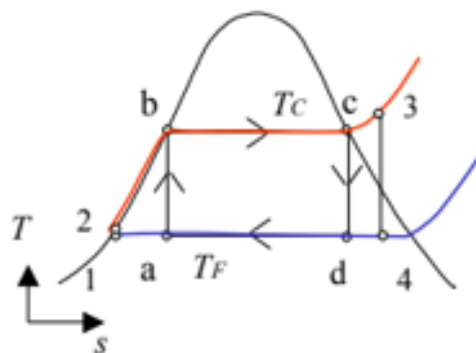


Figura 2.15. Diagrama T-s del ciclo Rankine [10].

Con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo Rankine se han desarrollado diferentes alternativas:

- Recalentamiento: permite aumentar la presión de la caldera y reduce la probabilidad de tener vapor a la salida de la turbina. Consiste en extraer en su totalidad el gasto másico de vapor que circula por la turbina a una determina

presión, para volver a calentarlo en la caldera y ser introducido de nuevo en la turbina de vapor.

- Regeneración con intercambiador abierto: permite que la temperatura del agua a la entrada de la caldera sea mayor, reduciendo el consumo de combustible, pero al circular menor gasto másico por la turbina la potencia producida será menor. Consiste en realizar una extracción en la turbina de vapor para mezclarla con el agua de alimentación en un intercambiador abierto.
- Regeneración con intercambiador cerrado: la única diferencia con el de regeneración con intercambiador abierto es que el drenaje de la turbina circula por la carcasa del intercambiador cerrado y el agua de alimentación por los tubos, sin que se produzca intercambio de masa. Existen dos tipos:
 - Purga de drenajes (aguas arriba) donde el gasto másico de la extracción de la turbina es purgado hacia el intercambiador de calor anterior.
 - Bombeo de drenaje (aguas abajo) donde el gasto másico de la extracción de la turbina es bombeado para mezclarlo con el agua de alimentación.

2.5 HRSG

El Heat Recovery Steam Generator (HRSG) también conocido como caldera recuperadora de calor es un tipo de caldera que permite transferir el calor de un fluido de elevada temperatura a otro de menor temperatura.

Su uso suele estar asociado a los ciclos combinados los cuales son la combinación entre un ciclo Rankine y otro Brayton, debido a que los gases de escape del ciclo Brayton tienen elevada temperatura y por tanto una gran energía resultando un desperdicio expulsarlos al ambiente externo, por esto se pensó que se podía aprovechar esta energía utilizándola para producir vapor en el ciclo Rankine.

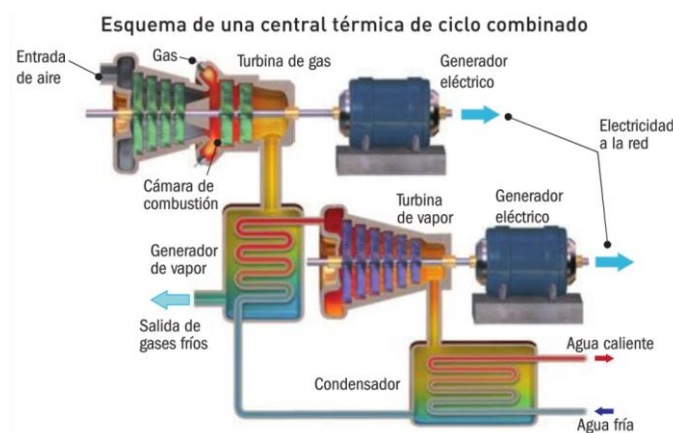


Figura 2.16. Esquema de una central de ciclo combinado [22]

El diseño de la caldera recuperadora puede ser enfocado en optimizar la recuperación de la mayor energía posible, siendo su principal característica que el fluido que se calienta, en este caso agua, cambia de fase en su interior siendo un factor importante a la hora de

El recorrido que realiza el agua en un HRSG sencillo de un nivel de presión es el siguiente:

- Economizador: intercambiador de haz de tubos donde el agua de alimentación procedente de la bomba o Feed Water Heater (FWH) es calentada hasta una temperatura cercana a la de líquido saturado, se sitúa en la parte final de la caldera, donde los gases de escape ya han perdido bastante energía, pero aún tienen la capacidad para llevar a cabo este proceso.
- Calderín: depósito en cuyo interior se encuentra una mezcla bifásica de líquido-vapor conectado al economizador, evaporador y sobrecalentador.
- Evaporador: intercambiador de haz de tubos donde se produce el cambio de fase de líquido saturado a una mezcla de líquido-vapor con un título inferior a 1, para evitar daños en los tubos, se encuentra en una posición intermedia entre el economizador y el sobrecalentador.
- Sobrecalentador: intercambiador de haz de tubos donde el vapor saturado del calderín es calentado hasta la temperatura máxima del ciclo y posteriormente enviado a la turbina de vapor, se sitúa en la parte inicial de la caldera, donde los gases de escape están a su máxima temperatura.
- Recalentador: intercambiador de haz de tubos opcional debido a que existe la posibilidad de realizar un recalentamiento extrayendo el vapor de la turbina para volver a calentarlo hasta la temperatura máxima del ciclo, para ser introducido de nuevo en la turbina, su posición es compartida con el sobrecalentador.

Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. El ciclo incluye un compresor, un condensador (dividido en economizador, evaporador y sobrecalentador y recalentador), y una válvula de expansión. Se muestran las corrientes de refrigerante y las corrientes de agua de enfriamiento/gasificación. Las etiquetas incluyen: ECONOMIZADOR, EVAPORADOR, SOBRECALENTADOR Y RECALENTADOR, GASTO MÁSCICO RH, and GASTO MÁSCICO.

Este tipo de caldera tiene dos parámetros característicos los cuales son el approach temperature, diferencia entre la temperatura de saturación del agua y la temperatura del agua líquida a la salida del economizador cuyo valor óptimo está entre 5-10°C, y el Pinch

Point (PP), que es la diferencia entre la temperatura de saturación del evaporador y la temperatura del fluido caliente a la salida del evaporador cuyo valor óptimo está entre 5 y 10°C. En la figura 2.18 se ven las diferentes temperaturas de los dos fluidos a lo largo del HRSG de un nivel de presión junto a los parámetros descritos.

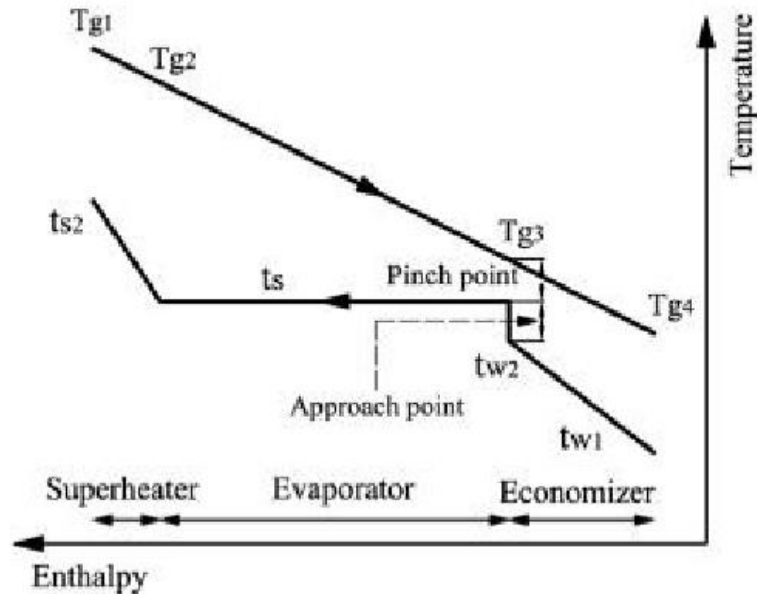


Figura 2.18. Temperatura-energía en el HRSG de un nivel de presión [11].

En la búsqueda de optimizar la caldera de recuperación puede realizarse un diseño con más de un nivel de presión aumentando el rendimiento del sistema, pero con el inconveniente de la complicación del diseño y aumento del valor de fabricación.

Dos niveles de presión

El sistema es similar al de un nivel de presión con la excepción de que tiene un intercambiador de calor de cada tipo extra, exceptuando el intercambiador del recalentamiento, y aumentando el número de calderines a dos. La diferencia de presión entre calderines es aproximadamente de 100 bar con lo que se consigue una mayor eficiencia a la hora de aprovechar el calor procedente del fluido caliente, siendo necesaria la colocación de una bomba hidráulica entre ambos calderines para proporcionar el salto de presiones.

La disposición de los equipos en la caldera es la misma que para un nivel de presión como se puede ver en la figura 2.19, donde los economizadores se encuentran en la parte final de la caldera, el sobrecalentador de baja presión se sitúa entre el evaporador de baja presión y una porción del economizador de alta presión, y el sobrecalentador de alta presión en la parte inicial de la caldera recuperadora junto al recalentador.

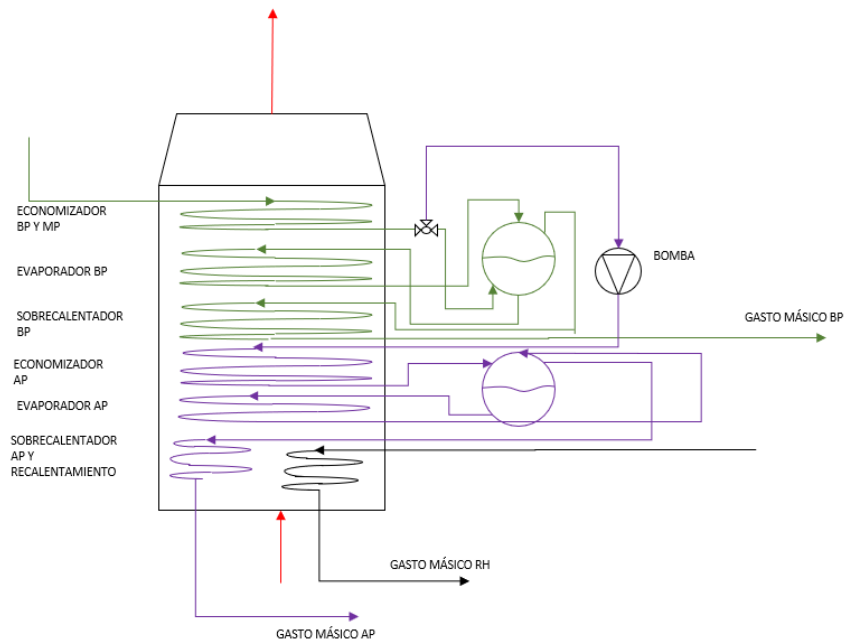


Figura 2.19. Esquema de un HRSG dos niveles de presión.

Al disponer de dos calderines y dos evaporadores también se tienen dos approach temperature y dos pinch point con los mismos valores óptimos que un nivel de presión. En la figura 2.20 se ven las diferentes temperaturas de los fluidos a lo largo del HRSG de dos niveles de presión en función del calor.

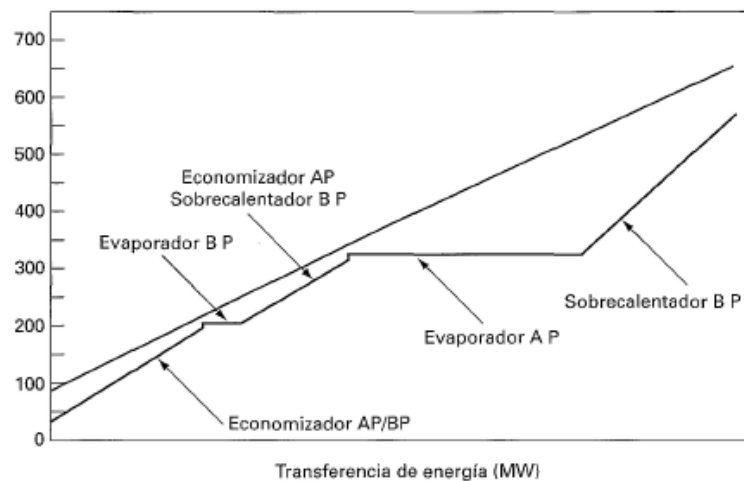


Figura 2.20. Temperatura-energía en el HRSG dos niveles de presión [11].

Tres niveles de presión

Disposición similar a la de dos niveles de presión contando con tres economizadores, tres evaporadores y tres sobrecalentadores que permiten recuperar de mejor manera la energía procedente del fluido caliente.

En el diseño de la figura 2.21. el agua de alimentación a la salida del economizador de baja presión se divide en dos gastos mássicos uno que se dirige al economizador de media

presión y el otro al calderín de baja presión, esta configuración también se encuentra a la salida del economizador de media presión.

No se trata de una configuración que normalmente se emplee debido a que la mejora del rendimiento es mínima con respecto al de dos niveles de presión y el coste es bastante elevado.

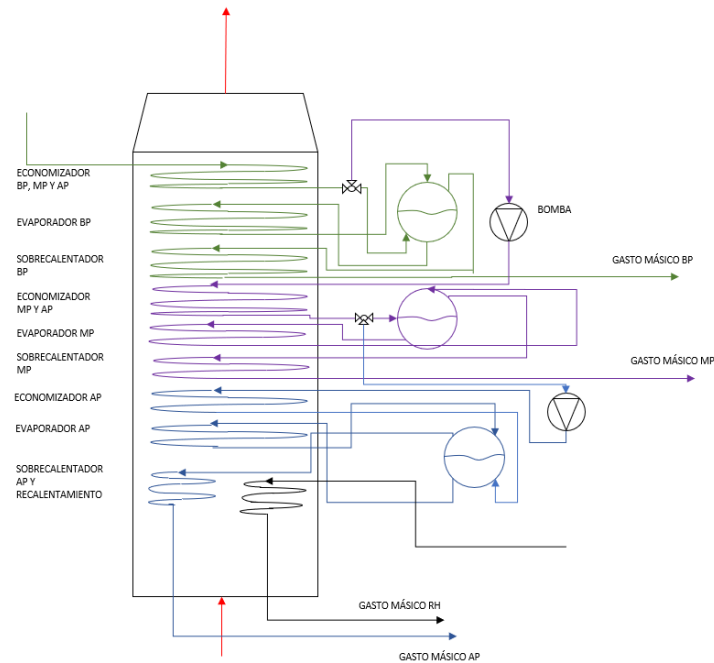


Figura 2.21. Esquema de un HRSG de tres niveles de presión.

Al presentar tres calderines y tres evaporadores se tienen también tres approach temperature y tres pinch point con los mismos valores óptimos que un nivel de presión. En la figura 2.22 se ven las diferentes temperaturas de los fluidos a lo largo de un HRSG de tres niveles de presión en función del calor.

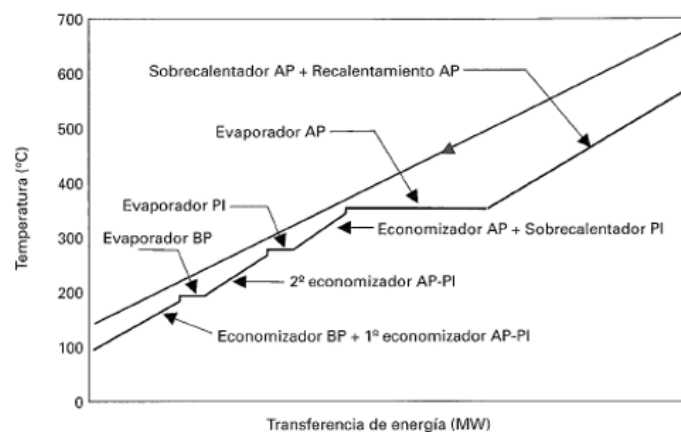


Figura 2.22. Temperatura-energía en el HRSG tres niveles de presión [11].

2.6 Turbina de vapor

La turbina de vapor empleada para el diseño de todos los HRSG que tiene este trabajo es el modelo ST-600 de la marca Siemens, utilizada en centrales de generación de potencia en distintos países como la central de Jämschwalde (Alemania) [12], que presenta las siguientes características sacadas de la ficha técnica:

- Potencia máxima capaz de generar: 150 MW.
- Presión máxima de entrada: 165 bar.
- Temperatura máxima de entrada: 565 °C.
- Presión máxima de recalentamiento: 45 bar.
- Temperatura máxima de recalentamiento: 565°C.
- Presión máxima de condensación: 1bar.
- Numero de extracciones posibles: 6.



Figura 2.23. Turbina ST-600 de la marca Siemens [12].

3 DATOS DE PARTIDA

Partiendo del diseño de un generador de vapor con un nivel de presión acoplado al bloque motor (Fig. 3.1) se ve que el generador de vapor está formado por un sobrecalentador, un evaporador, un economizador y un recalentador cuya presión máxima es 126 bar debido a que si la presión es mayor se incumple el pitch point manteniendo la temperatura mínima de las sales fundidas como se puede observar en la figura 3.2 para una presión máxima de 165 bar.

La única manera de no incumplir la ecuación del pitch point a 165 bar es aumentando la temperatura mínima de las sales fundidas en el tanque de almacenamiento frío, lo que equivale a una mayor temperatura a la salida del generador de vapor. Esto es traducido en una menor eficiencia en el receptor debido a la variación del perfil de temperaturas, y puede ocasionar la disminución del coeficiente convectivo de transferencia de calor dentro de los tubos del receptor obligando a tener un mayor flujo de sales fundidas.

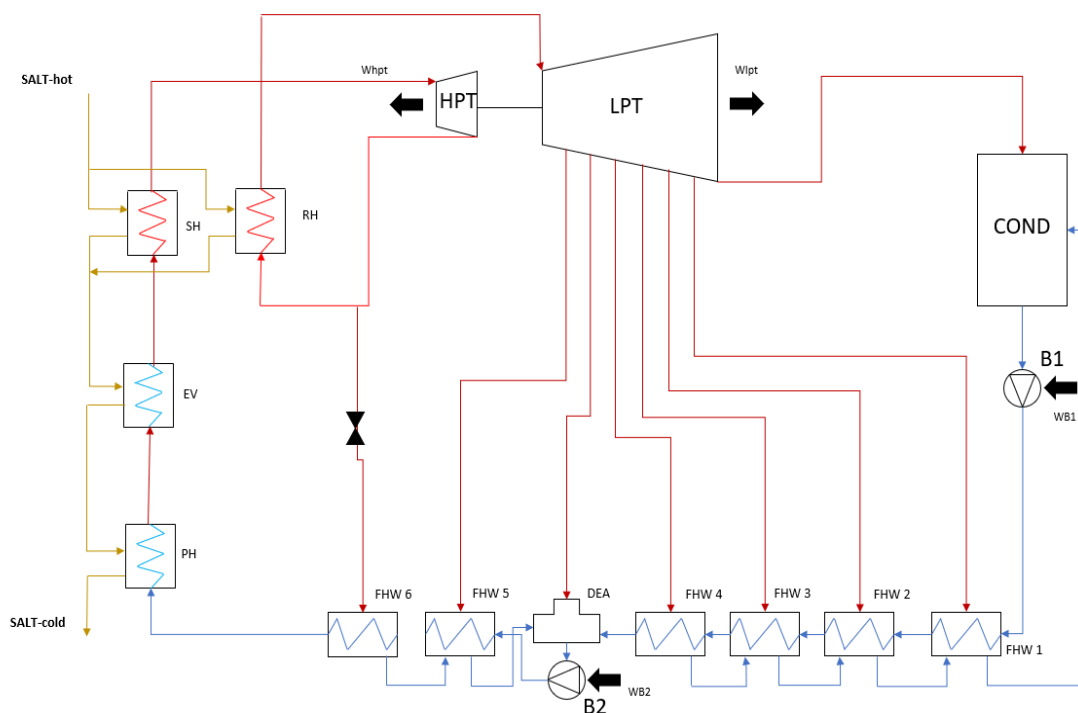


Figura 3.1. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de un nivel de presión.

El vapor de agua a la máxima temperatura es introducido en la turbina de alta presión expandiéndolo hasta la presión de recalentamiento generando potencia. A la salida de la turbina de alta presión el gasto másico se divide en dos, una porción hacia el FHW 6 y el resto se calienta de nuevo por medio del recalentamiento para continuar expandiéndose en la turbina de baja presión.

A lo largo de la turbina de baja presión se realizan seis extracciones correspondientes a cada una de las regeneraciones, cinco FHW y una DEA. El vapor ya expandido hasta la presión del condensador es enfriado y posteriormente comprimido para hacerlo circular por los diferentes intercambiadores de calor.

Cuando el agua llega al generador de vapor lo primero que se encuentra es el economizador, donde se realiza un calentamiento sensible hasta la temperatura de saturación, luego pasa por el evaporador cambiando de fase (calentamiento latente) y para terminar se realiza otro calentamiento sensible hasta la temperatura máxima del ciclo.

Se tiene que destacar la inclusión de una válvula en la primera línea de extracción en la dirección del FHW 6 para disminuir la presión de 45 bar a 36,4 bar, con el objetivo de que la temperatura del agua a la salida de este intercambiador de calor cerrado sea 245°C.

Por la parte de la sal, el flujo se divide al entrar en el generador de vapor en dos gastos másicos, uno que circula por la carcasa del sobrecalentador y otro por la carcasa del recalentador, debido a que la temperatura del agua a la salida de estos dos intercambiadores es la misma, juntándose posteriormente en el evaporador.

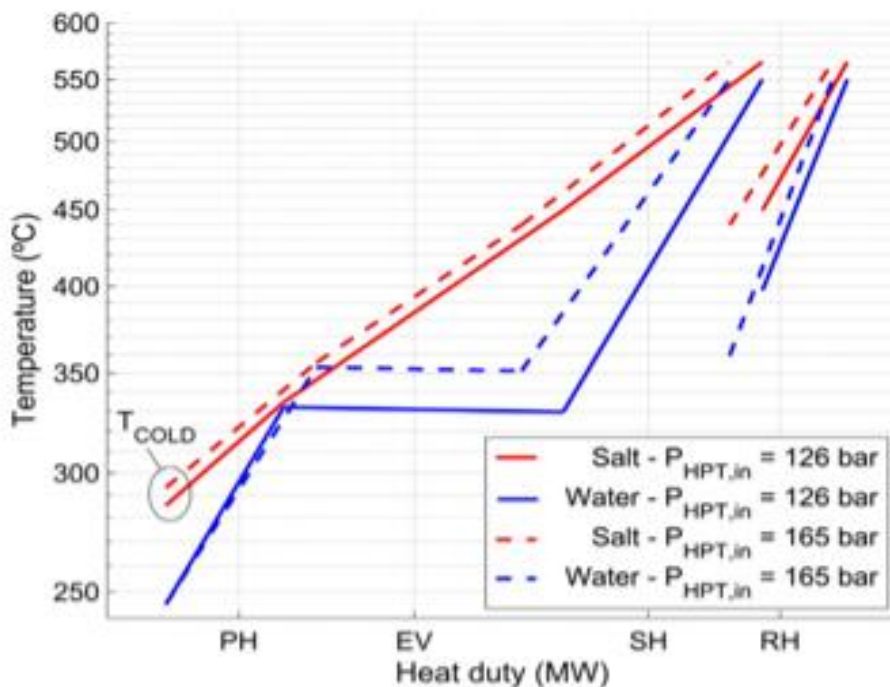


Figura 3.2. Diagrama temperatura-calor de un generador de vapor con un nivel de presión [1].

Empleando las ecuaciones descritas en el apartado de análisis de masa y energía, se calcula el valor del rendimiento de esta planta, 41,14%, utilizado como referencia para comparar con los distintos diseños de HRSG de tres niveles de presión.

3.1 Equipos

A continuación, se detallan los datos que se emplean en los diferentes equipos, como rendimientos isentrópicos de turbinas y bombas, y pérdidas de presión.

3.1.1 HRSG

Este conjunto de intercambiadores se ha modelizado teniendo en cuenta economizador, evaporador, sobrecalentador, calderín y recalentador.

Como consideraciones iniciales se ha tomado una pérdida de carga en los tubos de cada intercambiador de calor de 2 bar, el cumplimiento de la ecuación 3.1 del PP y las siguientes en cada equipo:

$$PP = T_{sal,eva,out} - T_{agua,sat} \quad (3.1)$$

donde:

- PP es el Pinch Point y tiene un valor óptimo de 2,5 °C.
- $T_{sal,eva,out}$ es la temperatura de la sal a la salida del evaporador en [°C]
- $T_{agua,sat}$ es la temperatura de saturación del agua en [°C]

El economizador

Recibe el flujo de alimentación a una determinada temperatura y presión, en el caso de que conectase directamente al evaporador el agua saldría en condiciones de líquido saturado, pero si hay un calderín entre ambos equipos el agua no sale en condiciones de líquido saturado debido al approach temperatura (ecuación 3.2).

$$Approach = T_{sat} - T_{eco,out} \quad (3.2)$$

donde:

- $Approach$ tiene un valor óptimo de 5 °C.
- T_{sat} es la temperatura de saturación en [°C]
- $T_{eco,out}$ es la temperatura de salida del economizador en [°C]

Calderín

Recibe el agua en las condiciones de salida del economizador y distribuye el líquido en condiciones saturadas al evaporador y el vapor en condiciones saturadas al sobrecalentador o mezclador.

Evaporador

Evapora el agua líquida procedente del calderín o economizador hasta que tenga un título aproximado de 60% para posteriormente volverlo a introducir en el calderín o llevarlo al sobrecalentador.

Sobrecalentador

Eleva la temperatura del vapor saturado hasta la máxima del ciclo, 550°C, para introducir el flujo en la turbina de vapor y generar potencia.

Recalentador

Recibe el flujo que sale del HPT a la presión de recalentamiento para volver a calentarlo elevando su temperatura otra vez hasta la máxima del ciclo, 550°C, para introducir en la turbina de baja presión.

3.1.2 Turbina de alta presión

Para la modelización de la turbina de alta presión (HPT) se tendrá en cuenta un rendimiento isentrópico, 85,5%, y que la extracción hacia el FHW tiene las mismas propiedades que a la salida de la turbina.

La presión a la entrada del HPT es la máxima del ciclo que es una variable de estudio del trabajo, y su temperatura también es la máxima del ciclo, 550°C. A la salida de la turbina solo se conoce la presión de recalentamiento, otra variable de estudio, mientras que el resto de las propiedades se calculan partiendo de la ecuación del rendimiento isentrópico de este equipo.

3.1.3 Turbina de baja presión

En la modelización de la turbina de baja presión (LPT) se tiene en cuenta su rendimiento isentrópico, 89,5%, y que las seis extracciones, siempre de que no se mencione, se calcularán de manera en el que la diferencia de entalpías entre las distintas etapas es constante, conociéndose como etapa una extracción y la anterior.

Las condiciones de entrada son las de salida del recalentamiento y a la salida se conoce la presión de condensación, 0.115 bar, y se calcula la entalpía a la salida a partir de la ecuación de rendimiento isentrópico del LPT.

3.1.4 Condensador

A la salida del condensador se consideran condiciones de líquido saturado y una presión relativamente inferior a la de condensación debido a que este equipo tiene una pérdida de carga de 0,005 bar.

3.1.5 Bombas hidráulicas

En la modelización de las bombas hidráulicas se tiene en cuenta un rendimiento isentrópico, 80%, utilizado para calcular las propiedades a la salida. Por otro lado, la bomba elevará la presión tanto como sea necesario para que en el intercambiador abierto

la presión de los gastos másicos a la entrada sea la misma, teniendo en cuenta las pérdidas de carga producidas en los tubos del FHW.

3.1.6 FHW

Los feed water heater (FHW) son intercambiadores de calor cerrados cuyo esquema es representado en la figura 3.3, tiene parámetros que definen su funcionamiento como el Termal Temperature Diference (TTD) y el Drain Coller Approach (DCA).

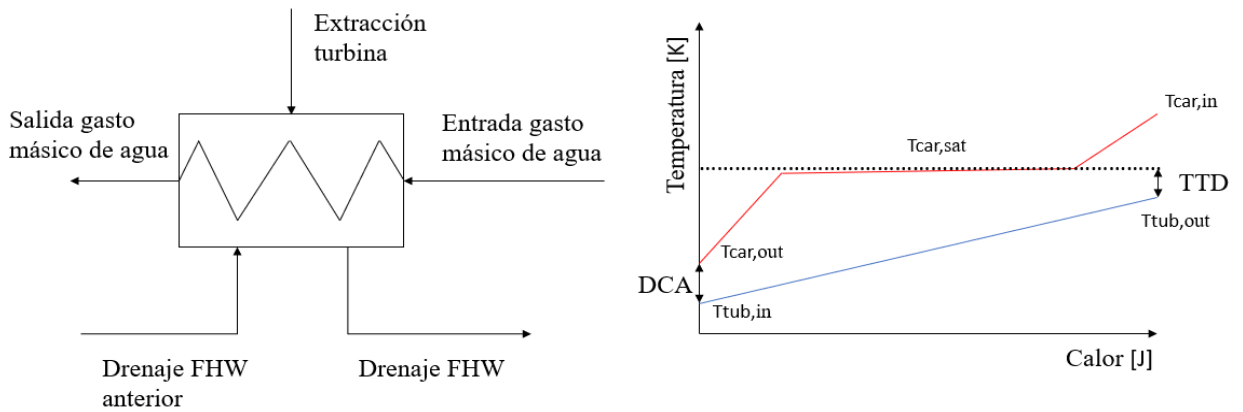


Figura 3.3. Esquema y diagrama de un FHW.

A partir de la presión de la extracción del LPT, incluyendo una pérdida de carga específica dependiendo de si es un FHW de alta o baja presión, se calcula la temperatura de saturación del vapor y con la definición del TTD (ecuación 3.3) se obtiene la temperatura de salida de los tubos. Con la temperatura de entrada en los tubos y la definición del DCA (ecuación 3.4) se calcula la temperatura de salida de la carcasa.

$$TTD = T_{car,sat} - T_{tub,out} \quad (3.3)$$

$$DCA = T_{car,out} - T_{tub,in} \quad (3.4)$$

donde:

- TTD es el Termal Temperature Diference.
- DCA es el Drain Coller Approach.
- $T_{car,sat}$ es la temperatura de saturación de la carcasa en [K].
- $T_{tub,out}$ es la temperatura de salida de la carcasa en [K].
- $T_{car,out}$ es la temperatura de salida de la carcasa en [K].
- $T_{tub,in}$ es la temperatura de entrada de la carcasa en [K].

Por otro lado, hay que realizar la distinción entre FHW de alta presión o de baja presión debido a que presentan distintos valores de estos parámetros siendo mostrados en la tabla 3.1.

TABLA 3.1. VALORES DE TTD Y DDC SEGÚN FHW

Parámetros	FHW baja presión	FHW alta presión	
	FHW 1, 2, 3 y 4	FHW 5	FHW 6
TTD (K)	1,7	-1	-0,5
DCA (K)	5,6	5,6	5,6

La presión de salida de los tubos es diferente respecto a la de entrada debido a los 2 bar de pérdida de carga que tiene el equipo, mientras que por el lado de la carcasa no se ha considerado pérdida de presión.

3.1.7 DEA

Para la modelización del desaireador (DEA), un intercambiador de calor abierto, se ha considerado que no haya pérdida de carga y que a la salida del equipo el fluido se encuentra en condiciones de líquido saturado. La presión en este equipo está fijada por una de las extracciones del LPT aplicando su correspondiente pérdida de carga debido a la distancia de la tubería.

3.2 Características generales del SPT y del campo solar

En este apartado, se exponen las diferentes características de la central termosolar de torre y del campo solar que no se han mencionado en la descripción de los equipos [1]:

- La superficie de radiación solar concentrada por los heliostatos del campo solar en el receptor central es 1.271.887 m².
- La eficiencia de los heliostatos del campo solar es 54,47 %.
- La eficiencia del receptor central de la torre es 75,81 %.
- Los tanques de almacenamiento permiten que la central este activa durante 9 horas sin radiación solar.
- La temperatura máxima de las sales fundidas es 565°C.
- La temperatura mínima de las sales fundidas es 285°C.
- El calor aportado por las sales fundidas es 249,21 MW.
- La temperatura del agua a la entrada del generador de vapor es 245°C.
- La potencia neta generada en la SPT es 110 MW.
- En título del agua a la entrada del condensador no es inferior a 90%.
- La temperatura de entrada del refrigerante en el condensador es 25°C.
- La temperatura de salida del refrigerante en el condensador es 44°C.
- La pérdida de presión en las líneas de alta presión de extracción de la turbina de vapor es un 3 %.

- La pérdida de presión en las líneas de baja presión de extracción de la turbina de vapor es un 5 %.

4 METODOLOGÍA

Para el diseño del HRSG y el estudio de su comportamiento en la inclusión con el bloque motor de una central termosolar de torre se ha realizado un procedimiento por fases. El primer paso es el cálculo de las propiedades de los diferentes puntos del ciclo con los datos conocidos y las variables de estudio, las cuales son las presiones de los distintos niveles, y el segundo paso es la resolución de las ecuaciones correspondientes a los balances de energía y masa de los diferentes equipos.

Con ayuda del software matemático Matlab, que ofrece un entorno de desarrollo integrado, se conseguirá la resolución de sistemas de ecuaciones complejos utilizando un lenguaje propio de programación y biblioteca de funciones extensa.

La función utilizada principalmente es `fsolve` que permite resolver sistemas de ecuaciones lineales y no lineales con la forma $F(x)=x$ a partir de un valor inicial determinado, x_0 , iterando hasta hacer cero el vector función.

Por otro lado, se ha hecho uso de Coolprop [23], un algoritmo externo a la biblioteca de Matlab, que permite el cálculo de las propiedades del agua independientemente de su estado en función de las propiedades conocidas.

4.1 Procedimiento general

Dividiendo la central en las tres partes mencionadas, bloque motor, HRSG y ciclo de la sal, y partiendo de las condiciones de diseño y variables de interés, se calculan las propiedades de los distintos puntos del ciclo del agua, posteriormente se plantean y resuelven las ecuaciones de balance de energía y masa de los distintos equipos por medio de la función `fsolve` de Matlab. Las ecuaciones están descritas de manera detallada en su apartado correspondiente, obteniendo la potencia generada o consumida de los distintos equipos, gastos máscicos y calor aportado por la sal para finalizar calculando el rendimiento del bloque motor.

4.2 Cálculo de las extracciones de la turbina LPT

Partiendo del rendimiento isentrópico de la turbina de baja presión, las propiedades de la entrada y la presión de salida, que es la presión de condensación, variable conocida, se calcula la entalpía ideal a la salida de la turbina de baja presión con la entropía de la entrada.

Conocida la entalpía ideal a la salida se calcula la entalpía real con la ecuación del rendimiento isentrópico de una turbina de vapor. La variación de entalpía en cada etapa de la turbina de baja presión es constante, se considera etapa una extracción y la siguiente, debido a que se conoce el número de extracciones es posible calcular esta variación de

entalpía y la entalpía de cada extracción. Una vez calculado se puede obtener la presión de la extracción en función de su entalpía y la entropía de la extracción anterior.

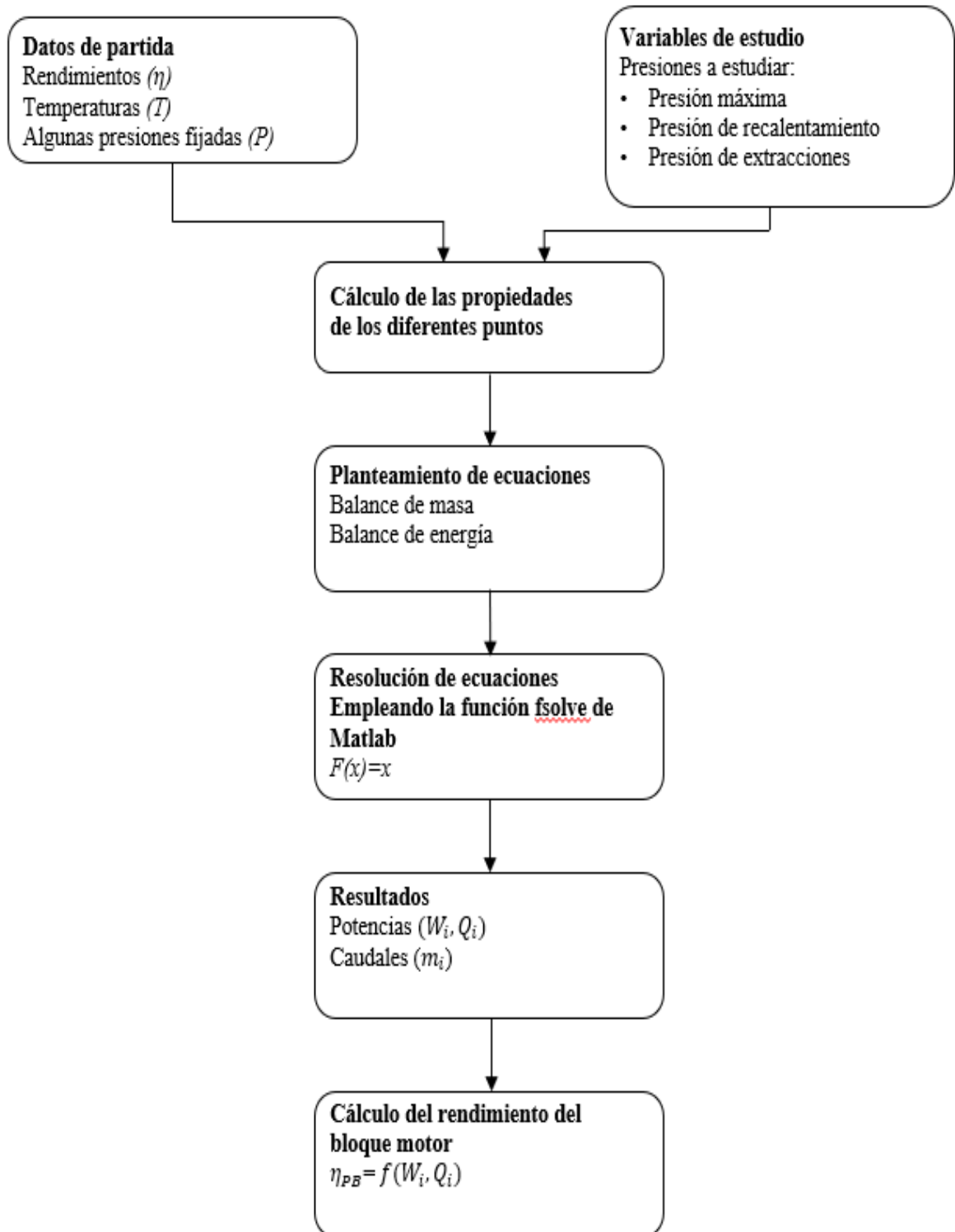


Figura 4.1. Procedimiento para resolver el problema.

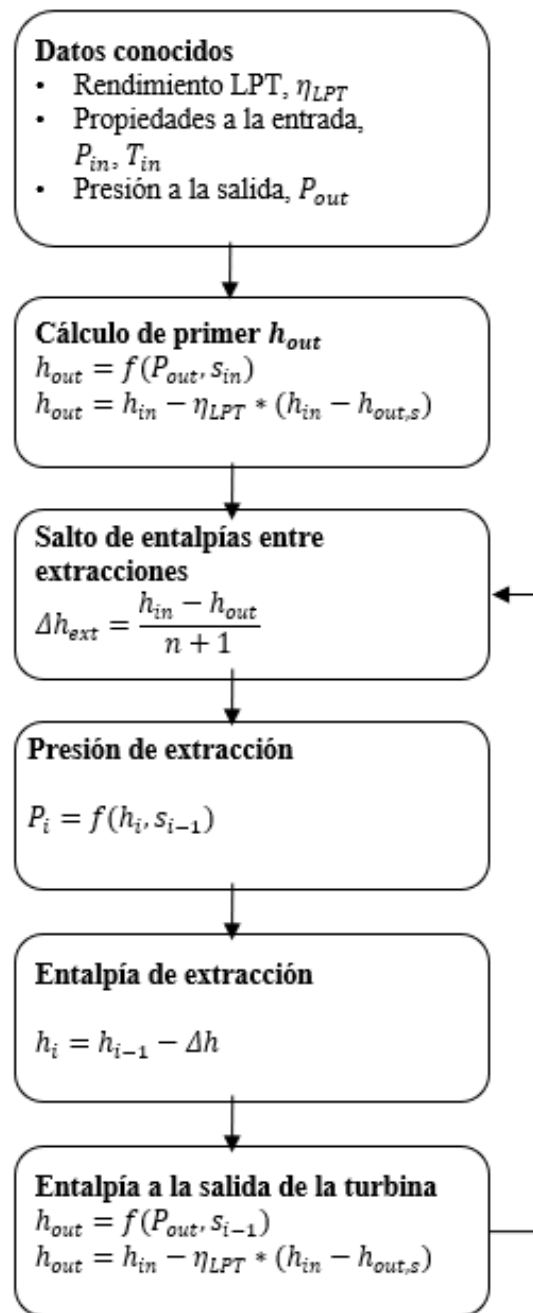


Figura 4.2. Procedimiento para calcular las extracciones de la turbina de baja presión.

4.3 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

En este apartado se expondrán las diferentes ecuaciones empleadas para resolver el problema calculando los parámetros de estudio e incluyendo el rendimiento final del bloque motor.

Tras conocer todas las propiedades de los diferentes puntos, se emplean en cada uno de los equipos las ecuaciones de balance de masa (4.1) y energía (4.2), considerando en esta

última los términos de la energía cinética y potencial despreciables, y los volúmenes de control estacionarios.

$$\Sigma m_{in} - \Sigma m_{out} = 0 \quad (4.1)$$

$$Q - W + \Sigma(m_{in} * h_{in}) - \Sigma(m_{out} * h_{out}) = 0 \quad (4.2)$$

donde:

- m_{in} es el gasto másico a la entrada del volumen de control en [kg/s].
- m_{out} es el gasto másico a la salida del volumen de control en [kg/s].
- Q es el calor aportado al volumen de control en [W].
- W es la potencia generada en el volumen de control en [W].
- h_{in} es la entalpía a la entrada del volumen de control en [J/kg].
- h_{out} es la entalpía a la salida del volumen de control en [J/kg].

4.3.1 Ecuaciones

Balance de energía general:

$$W_{net} = W_{HPT} + W_{LPT} - \Sigma W_B \quad (4.3)$$

donde:

- W_{net} es la potencia neta en [W].
- W_{HPT} es la potencia generada en la turbina de alta presión en [W].
- W_{LPT} es la potencia generada en la turbina de baja presión en [W].
- ΣW_B es el sumatorio de la potencia consumida por cada bomba hidráulica en [W].

HPT

Balance de energía:

$$W_{HPT} = m_{HPT} * (h_{HPT,in} - h_{HPT,out}) \quad (4.4)$$

donde:

- m_{HPT} es el gasto másico que circula por el HPT en [kg/s].
- $h_{HPT,in}$ es la entalpía a la entrada del HPT en [J/kg].
- $h_{HPT,out}$ es la entalpía a la salida del HPT en [J/kg].

LPT

Balance de energía:

$$W_{LPT} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 \quad (4.5)$$

$$W_1 = m_{RH} * (h_{in} - h_{extr,1}) \quad (4.6)$$

$$W_2 = (m_{RH} - mv_1) * (h_{extr,1} - h_{extr,2}) \quad (4.7)$$

$$W_3 = (m_{RH} - mv_1 - mv_2) * (h_{extr,2} - h_{extr,3}) \quad (4.8)$$

$$W_4 = (m_{RH} - mv_1 - mv_2 - mv_3) * (h_{extr,3} - h_{extr,4}) \quad (4.9)$$

$$W_5 = (m_{RH} - mv_1 - mv_2 - mv_3 - mv_4) * (h_{extr,4} - h_{extr,5}) \quad (4.10)$$

$$W_6 = (m_{RH} - mv_1 - mv_2 - mv_3 - mv_4 - mv_5) * (h_{extr,5} - h_{extr,6}) \quad (4.11)$$

$$W_7 = (m_{RH} - mv_1 - mv_2 - mv_3 - mv_4 - mv_5 - mv_6) * (h_{extr,6} - h_{out}) \quad (4.12)$$

donde:

- W_i es la potencia generada en las diferentes etapas de la turbina de baja presión en [W].
- m_{RH} es el gasto másico que circula por el recalentador en [kg/s].
- h_{in} es la entalpía a la entrada del LPT en [J/kg].
- h_{out} es la entalpía a la salida del LPT en [J/kg].
- $h_{extr,i}$ son las entalpías de las diferentes etapas del LPT en [J/kg].
- mv_i son los gastos másicos de las diferentes extracciones del LPT hacia los FHW en [kg/s].

Balance de masa:

$$m_{RH} = mv_1 + mv_2 + mv_3 + mv_4 + mv_5 + mv_6 + mv_7 \quad (4.13)$$

Condensador

Balance de masa:

$$m_{cond} = mv_{LPT,out} + mv_{dre,FHW1} \quad (4.14)$$

donde:

- m_{cond} es el gasto másico que circula por el condensador en [kg/s].
- $mv_{LPT,out}$ es el gasto másico que sale del LPT en [kg/s].
- $mv_{dre,FHW1}$ es el gasto másico procedente del drenaje del FHW 1 en [kg/s].

Bomba

Balance de energía:

$$W_B = m_{bom} * (\Delta h_B) \quad (4.15)$$

$$\Delta h_B = cp_{agua} * (T_{out} - T_{in}) + v_{agua} * (P_{out} - P_{in}) \quad (4.16)$$

donde:

- m_{bom} es el gasto másico que circula por la bomba en [kg/s].
- Δh_B es la diferencia de entalpías de la bomba en [J/kg].
- cp_{agua} es el calor específico del agua en las a la temperatura y presión media de la bomba en [J/kg*K].
- T_{out} es la temperatura de salida de la bomba en [K].
- T_{in} es la temperatura de entrada de la bomba en [K].
- v_{agua} es el volumen específico del agua las a la temperatura y presión media de la bomba en [m³/kg].
- P_{out} es la presión de salida de la bomba en [bar].
- P_{in} es la presión de entrada de la bomba en [bar].

FHW

Balance de energía:

$$m_{FHW}(h_{agua,out} - h_{agua,in}) = m_{extr} * h_{extr} + m_{dre} * h_{dre} - m_{car} * h_{car} \quad (4.17)$$

donde:

- m_{FHW} es el gasto másico que circula por el FHW en [kg/s].
- $h_{agua,out}$ es la entalpía de salida del agua líquida del FHW en [J/kg].
- $h_{agua,in}$ es la entalpía de entrada del agua líquida del FHW en [J/kg].
- m_{extr} es el gasto másico proveniente de la extracción de la turbina de vapor en [kg/s].
- h_{extr} es la entalpía de la extracción de la turbina en [J/kg].
- m_{dre} es el gasto másico proveniente del drenaje del FHW anterior en [kg/s].
- h_{dre} es la entalpía del drenaje del FHW anterior en [J/kg].
- m_{car} es el gasto másico que sale de la carcasa del FHW en [kg/s].
- h_{car} es la entalpía a la salida de la carcasa a la salida del FHW en [J/kg].

Balance de masa:

$$m_{extr} + m_{dre} = m_{car} \quad (4.18)$$

Desaireador

Balance de energía:

$$m_{des,out} * h_{des,out} = m_{agua,in} * h_{agua,in} + m_{extr} * h_{extr} + m_{dre} * h_{dre} \quad (4.19)$$

donde:

- $m_{agua,in}$ es el gasto másico de agua que entra en la DEA en [kg/s].

- $h_{agua,in}$ es la entalpía de entrada del agua líquida de la DEA en [J/kg].
- m_{extr} es el gasto másico proveniente de la extracción de la turbina de vapor en [kg/s].
- h_{extr} es la entalpía de la extracción de la turbina en [J/kg].
- m_{dre} es el gasto másico proveniente del drenaje del FHW anterior en [kg/s].
- h_{dre} es la entalpía del drenaje del FHW anterior en [J/kg].
- $m_{des,out}$ es el gasto másico de agua que sale de la DEA en [kg/s].
- $h_{des,out}$ es la entalpía de salida del agua líquida de la DEA en [J/kg].

Balance de masa:

$$m_{des,out} = m_{agua,in} + m_{extr} + m_{dre} \quad (4.20)$$

Economizador

Balance de energía:

$$Q_{eco} = m_{eco} * (h_{eco,out} - h_{eco,in}) \quad (4.21)$$

donde:

- Q_{eco} es el calor consumido en el economizador en [W].
- m_{eco} es el gasto másico que circula por el economizador en [kg/s].
- $h_{eco,out}$ es la entalpía a la salida del economizador en [J/kg].
- $h_{eco,in}$ es la entalpía a la entrada del economizador en [J/kg].

Evaporador

Balance de energía:

$$Q_{eva} = m_{eva} * (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad (4.22)$$

donde:

- Q_{eva} es el calor consumido en el evaporador en [W].
- m_{eva} es el gasto másico que circula por el evaporador en [kg/s].
- $h_{eva,out}$ es la entalpía a la salida del evaporador en [J/kg].
- $h_{eva,in}$ es la entalpía a la entrada del evaporador en [J/kg].

Sobrecalentador

Balance de energía:

$$Q_{sob} = m_{sob} * (h_{sob,out} - h_{sob,in}) \quad (4.23)$$

donde:

- Q_{sob} es el calor consumido en el sobrecalentador en [W].

- m_{sob} es el gasto másico que circula por el sobrecalentador en [kg/s].
- $h_{sob,out}$ es la entalpía a la salida del sobrecalentador en [J/kg].
- $h_{sob,in}$ es la entalpía a la entrada del sobrecalentador en [J/kg].

Recalentador

Balance de energía:

$$Q_{RH} = m_{RH} * (h_{RH,out} - h_{RH,in}) \quad (4.24)$$

donde:

- Q_{RH} es el calor consumido en el recalentador en [W].
- m_{RH} es el gasto másico que circula por el recalentador en [kg/s].
- $h_{RH,out}$ es la entalpía a la salida del recalentador en [J/kg].
- $h_{RH,in}$ es la entalpía a la entrada del recalentador en [J/kg].

Mezclador

Balance de energía:

$$m_{mez,out} * h_{mez,out} = m_{vapor,in} * h_{vapor,in} + m_{cald} * h_{cald} \quad (4.25)$$

donde:

- $m_{vapor,in}$ es el gasto másico de vapor que entra en el mezclador procedente de la turbina de vapor en [kg/s].
- $h_{vapor,in}$ es la entalpía de entrada del vapor que entra en el mezclador procedente de la turbina de vapor en [J/kg].
- m_{cald} es el gasto másico de vapor proveniente de calderín en [kg/s].
- h_{cald} es la entalpía del vapor a la salida del calderín en [J/kg].
- $m_{mez,out}$ es el gasto másico de vapor que sale del mezclador en [kg/s].
- h_{dre} es la entalpía a la salida del mezclador en [J/kg].

Balance de masa:

$$m_{mez,out} = m_{cald} + m_{vapor,in} \quad (4.26)$$

Calderín

Balance de energía:

$$m_{cal,vap} * h_{cal,vap} + m_{cal,liq} * h_{cal,liq} = m_{agua,in} * h_{agua,in} + m_{eva} * (h_{eva,in} - h_{eva,out}) \quad (4.27)$$

donde:

- $m_{cal,vap}$ es el gasto másico de vapor que sale del calderín en [kg/s].
- $h_{cal,vap}$ es la entalpía del vapor a la salida del calderín en [J/kg].
- $m_{cal,liq}$ es el gasto másico de agua líquida que sale del calderín en [kg/s].

- $h_{cal,liq}$ es la entalpía del agua líquida a la salida del calderín en [J/kg].
- $m_{agua,in}$ es el gasto másico de agua líquida que entra en el calderín en [kg/s].
- $h_{agua,in}$ es la entalpía del agua líquida a la entrada del calderín en [J/kg].
- m_{eva} es el gasto másico de agua que es evaporada en el evaporador en [kg/s].
- $h_{eva,out}$ es la entalpía a la salida del evaporador en [J/kg].
- $h_{eva,in}$ es la entalpía a la entrada del evaporador en [J/kg].

Balance de masa:

$$m_{cal,vap} + m_{cal,liq} = m_{agua,in} \quad (4.28)$$

4.4 Diseños HRSG

Para poder elevar la presión máxima del ciclo y aumentar el rendimiento, se diseñan distintos modelos de HRSG de tres niveles de presión con el fin de comprobar qué diseño es el óptimo.

4.4.1 1º diseño.

En esta primera opción el bloque motor es el mismo que el del generador de presión de un nivel de presión modificando exclusivamente esta sección que cuenta con dos economizadores, dos calderines, dos bombas, tres evaporadores, un sobrecalentador, un recalentamiento y dos mezcladores como se puede ver en la figura 4.3 junto al bloque motor.

El agua líquida entra en el economizador de baja presión calentándose hasta una temperatura cercana a la de líquido saturado para entrar en el calderín de baja presión, donde se distribuye el agua líquida saturada al evaporador de baja presión y al economizador de media presión, el vapor saturado es enviado al mezclador 1. Ocurre lo mismo en el economizador de media presión mientras que el gasto másico que circula por el economizador de alta presión es evaporado en su totalidad y sobrealentado para ser introducido en la turbina de vapor de alta presión

En este diseño la presión mínima del HRSG es de 40,2 bar obligatoriamente para que el líquido del calderín se encuentre saturado, dado que se conoce la temperatura de entrada del agua al generador de vapor y el Approach Temperature. La presión de recalentamiento también es fijada en 45 bar.

A la salida de la turbina de alta presión el gasto másico se divide en dos, uno hacia el FHW 6 y otro al mezclador 2 donde se juntará con el gasto másico de vapor del calderín de media presión.

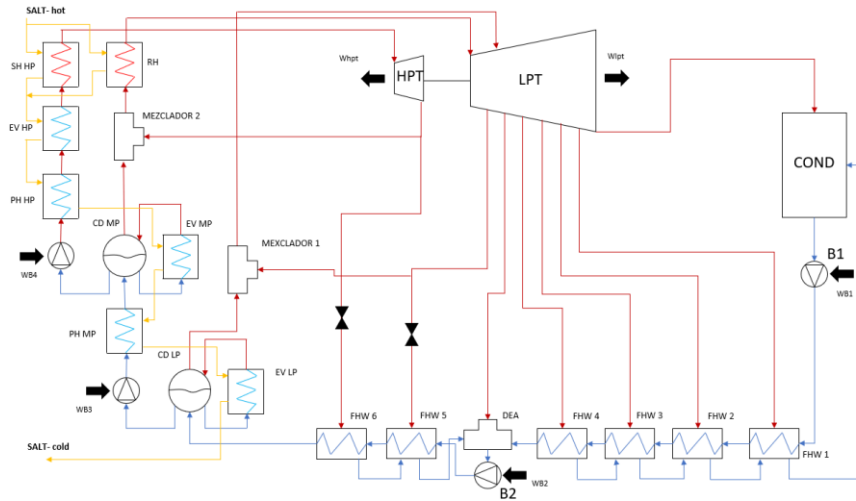


Figura 4.3. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de tres niveles de presión 1º diseño.

Por otro lado, el gasto másico que entra al LPT es extraído en su totalidad por la primera extracción la cuál es fijada a la presión mínima del HRSG, para que en el mezclador 1 puedan juntarse los gastos másicos procedentes de la extracción del LPT y del calderín de baja presión a la misma presión y ser introducido de nuevo en su totalidad en el LPT, las propiedades de las extracciones se calculan a partir de las propiedades que salen del mezclador 1.

Al igual que en el generador de vapor de un nivel de presión contiene una válvula en la primera línea de extracción y es necesario colocar otra en la segunda línea de extracción de la turbina de vapor que se dirige al FHW 5, disminuyendo la presión hasta 25 bar, permitiendo así el correcto funcionamiento del ciclo.

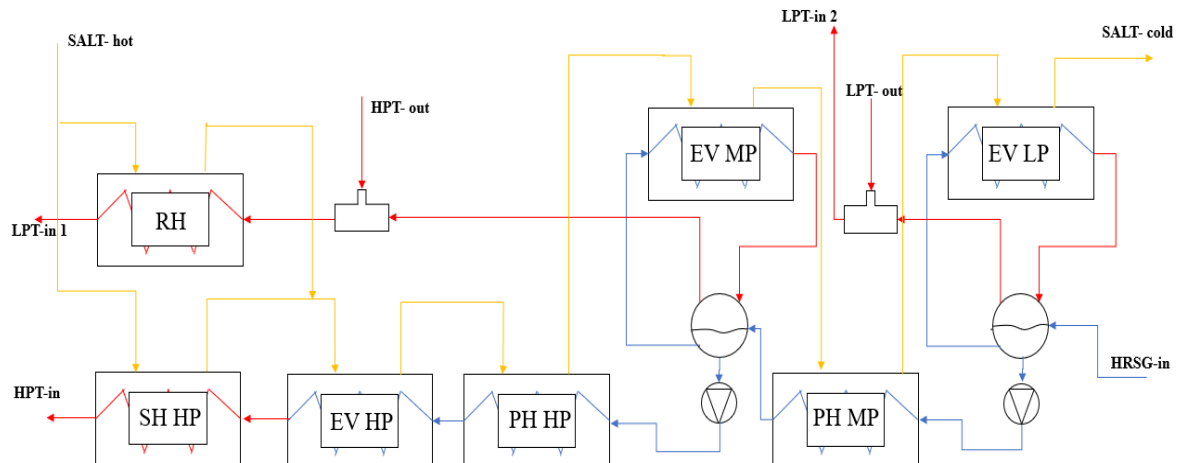


Figura 4.4. Esquema HRSG de tres niveles de presión 1º diseño.

4.4.2 2º diseño

Viendo que la primera extracción del LPT de la primera opción tiene una presión superior a los 36,4 bar incluyendo la pérdida de carga, que es la necesaria para que la temperatura del agua a la entrada del HRSG sea de alrededor de 245°C, se ha optado por prescindir del FHW 6 para que el gasto másico que circula por el LPT fuera mayor que en el primer diseño y por tanto se generase mayor potencia por parte de la turbina de vapor.

Al igual que el diseño anterior, todo el gasto másico que entra en el LPT sale en su totalidad por la primera extracción cuya presión está fijada en 40,2 bar, pero éste no se divide en dos ya que se ha eliminado el FHW 6, por lo que se dirige únicamente al mezclador 1. El gasto másico a la salida del mezclador es de nuevo introducido al LPT y a partir de este punto se calculan las propiedades de las diferentes extracciones.

La disposición de los diferentes equipos del HRSG junto al bloque motor modificado se puede ver en la figura 4.5

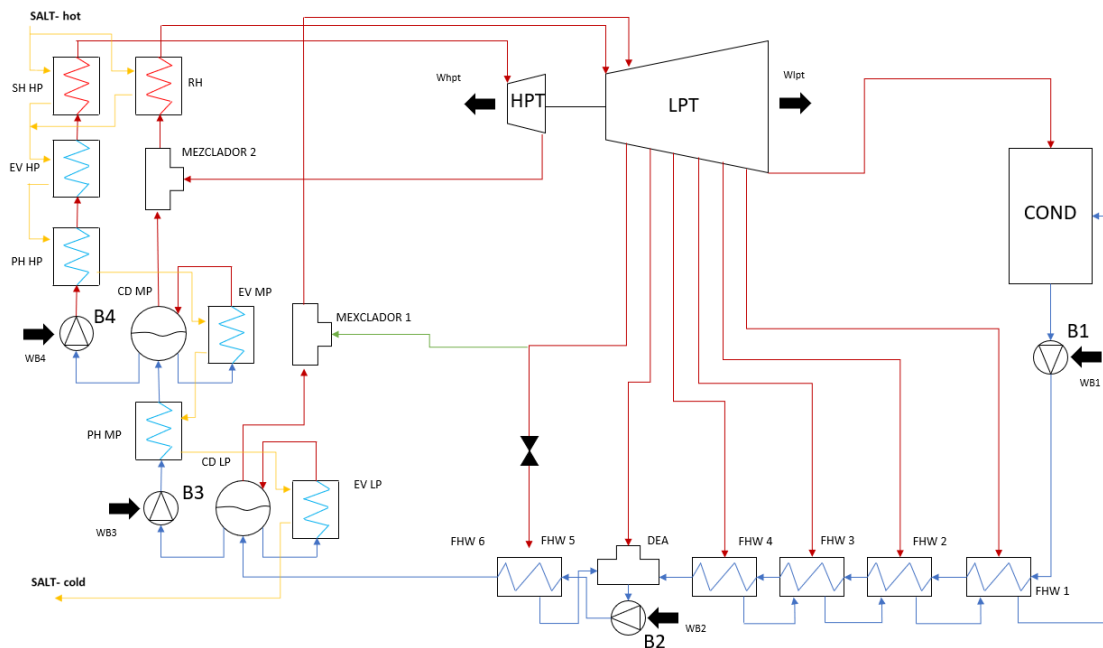


Figura 4.5. Esquema del ciclo de agua de una central con un HRSG de tres niveles de presión 2º diseño.

La inclusión de la válvula en la primera línea de extracción del LPT tiene como función disminuir la presión de 40,2 bar hasta los 36,4 bar. El esquema del HRSG es el mismo que para el primer diseño (Fig. 4.4).

5 RESULTADOS

Con la resolución del problema por medio del modelo matemático descrito, se consigue sacar las diferentes gráficas y variables de interés mediante Matlab para poder comparar los resultados obtenidos con la central de referencia que cuenta con un generador de vapor de un nivel de presión.

La variable de mayor interés es el rendimiento del bloque motor que se calcula por medio de la ecuación 5.1.

$$\eta = \frac{W_{HPT} + W_{LPT} - \Sigma W_B}{Q_{gen,vapor}} \quad (5.1)$$

donde:

- W_{HPT} es la potencia generada por la turbina de alta presión en [W].
- W_{LPT} es la potencia generada por la turbina de baja presión en [W].
- ΣW_B es el sumatorio de la potencia consumida por cada bomba hidráulica en [W].
- $Q_{gen,vapor}$ es el calor aportado por el generador de vapor en [W].

TABLA 5.1. RENDIMIENTOS DE LOS DIFERENTES DISEÑOS Y PRESIONES.

Diseño		Pmax (Bar)	Wnet (MW)	η (%)
1 NIVEL DE PRESIÓN REFERENCIA		126	110	44,12
3 NIVELES DE PRESIÓN	1º Diseño	126		44,08
		165		44,84
	2º Diseño	126		43,71
		165		44,47

Como se puede observar en la tabla 5.1, el rendimiento varía en torno a un 0,75% modificando la presión de un diseño para una potencia neta constante. El aumento de presión provoca la variación de la potencia generada por la turbina y el calor aportado por el generador de vapor. Hay que destacar que el mayor rendimiento se consigue con el primer diseño de un generador de vapor de tres niveles de presión con una presión máxima de 165 bar.

En la figura 5.1 se puede observar el diagrama temperatura-entropía con unidades °C-kJ/kg*K para el primer diseño del HRSG de tres niveles de presión, siendo la línea continua correspondiente a la central con una presión máxima de 165 bar y la línea discontinua la misma central, pero con una presión máxima de 126 bar. El resto de las presiones son iguales para ambas curvas siendo 45 bar la presión de recalentamiento y presión media del generador de vapor, y 40,2 bar la presión mínima del HRSG.

Los puntos de ambas curvas son bastante similares por lo que el rendimiento varía únicamente unas décimas, la principal diferencia que se ve son las propiedades a la

entrada de la turbina de alta presión, ya que para una presión máxima de 126 bar este punto está desplazado más a la derecha en el eje x (entropía) que para una presión máxima de 165 bar por lo que presenta mayor entropía.

Se aprecia que la diferencia de entalpías entre la entrada y salida de la turbina de alta presión es mayor para la presión máxima de 165 bar que para 126 bar generando mayor potencia para un gasto másico similar.

Por otro lado, también hay una clara diferencia de propiedades entre los puntos de ambas curvas a la entrada del recalentador, siendo la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida de este equipo menor para una presión máxima de 126 bar por lo que el calor aportado por las sales fundidas es menor que para una presión máxima de 165 bar en el generador de vapor.

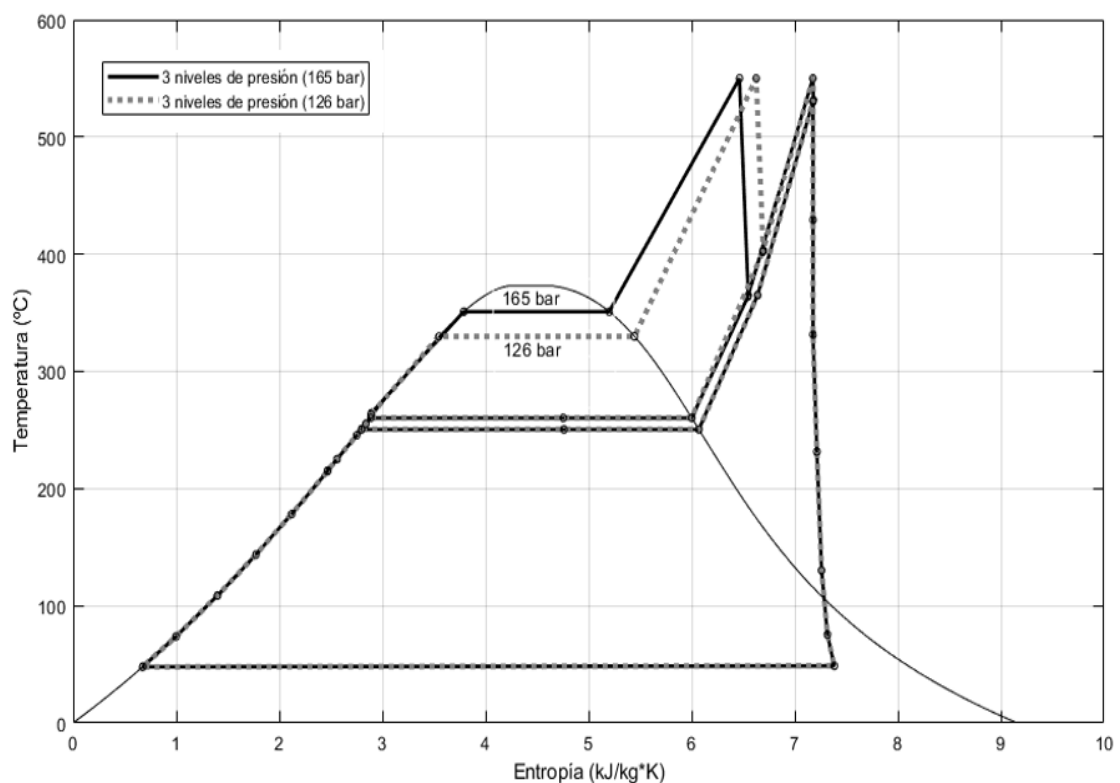


Figura 5.1. Diagrama T-s del primer diseño.

Para la comparación entre un nivel de presión con tres niveles de presión en el generador de vapor se emplea la figura 5.2 que representa el diagrama temperatura-entropía con unidades °C-kJ/kg·K siendo la línea discontinua y naranja la representación de un nivel de presión con presión máxima de 126 bar, y la línea continua y negra la representación de tres niveles de presión con presión máxima de 165 bar.

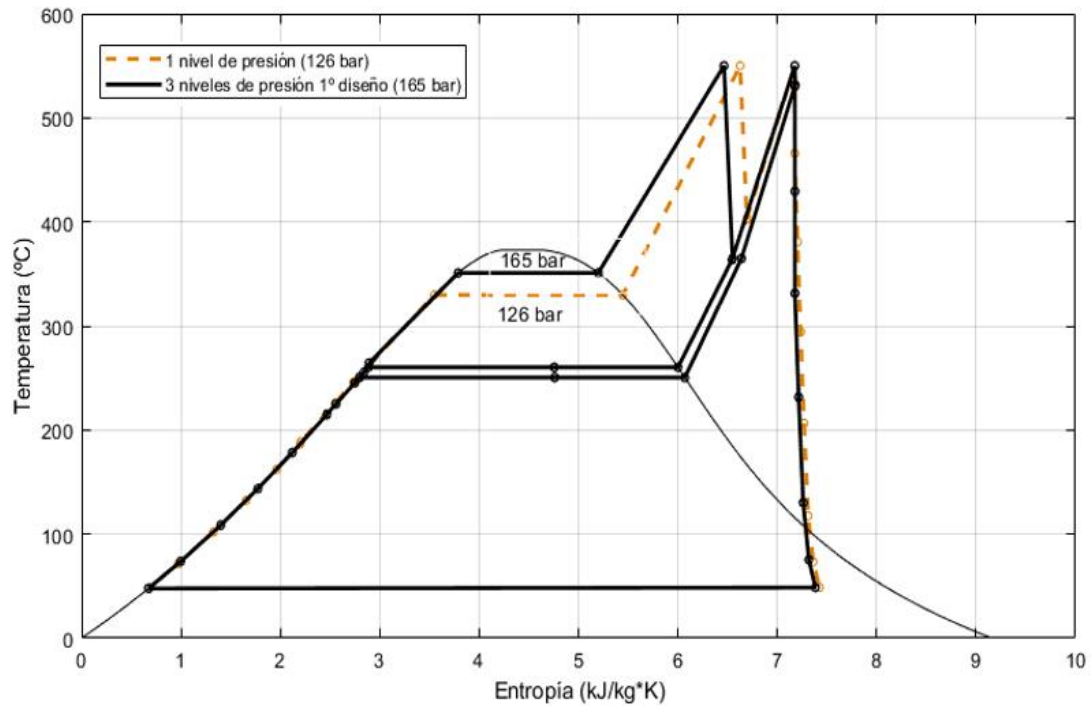


Figura 5.2. Diagrama T-s un nivel de presión vs tres niveles de presión (primer diseño)

La figura 5.3 representa el diagrama temperatura-calor en unidades de °C/MW de los fluidos a lo largo del generador de vapor, la línea azul continua representa el agua y la línea azul discontinua las sales fundidas para una presión máxima de 165 bar, y la línea roja continua representa el agua y la línea roja discontinua las sales fundidas para una presión máxima de 126 bar.

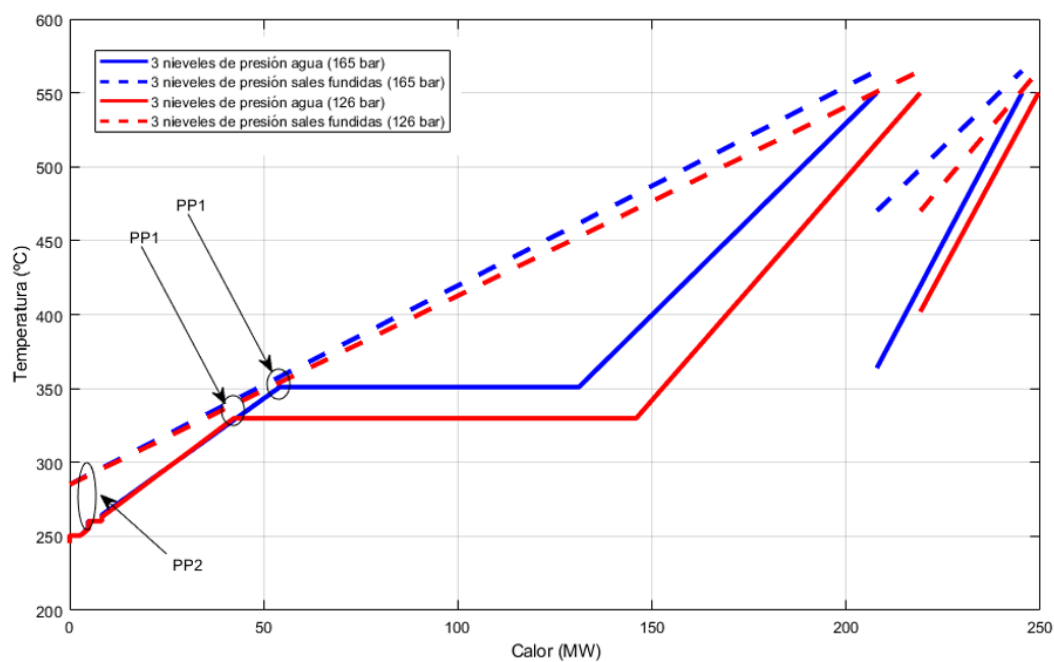


Figura 5.3. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1° diseño.

Se observa que para ambas presiones no se incumple ninguno de los dos pinch point, el primero para la presión máxima de 165 bar se encuentra desplazado más a la derecha en el eje x (calor) que para la curva de presión máxima de 126 bar y su valor para ambas curvas es el óptimo comprendido entre 5-10°C, el segundo se puede ver en una posición similar para ambas presiones pero su valor no está comprendido entre los valores óptimos siendo su valor aproximado de 30°C.

El calor transferido por las sales fundidas al agua del bloque motor es mayor para la presión máxima de 126 bar que para 165 bar, y ya que el rendimiento del bloque motor es inversamente proporcional al calor del generador de vapor será menor.

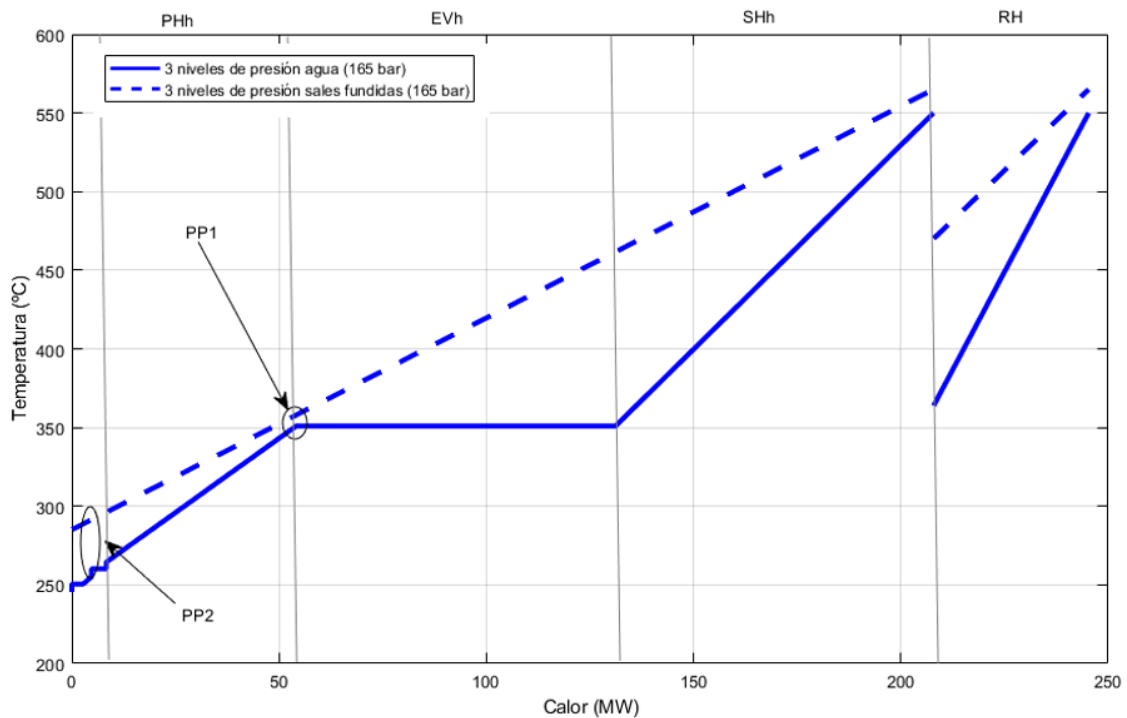


Figura 5.4. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1º diseño.

Por otro lado, hay una gran diferencia entre los intercambiadores de alta presión y los de media-baja presión, los primeros son equipos grandes por los que circula mayor gasto másico y por lo tanto mayor transferencia de calor, mientras que por los segundos circula menor gasto másico por lo que son de menor tamaño y se transfiere menor energía.

La figura 5.5 representa la gráfica Temperatura-Calor en unidades de °C/MW de los intercambiadores de baja y media presión por los que circula poco gasto másico, asemejándose al porcentaje de una extracción de la turbina.

En dicha figura se muestran los dos approach temperature de 5°C cada uno y los dos incrementos de temperatura ocasionados por las bombas hidráulica al comprimir el fluido, el primer salto de presiones es muy pequeño, 4,8 bar, por lo que el salto de temperaturas también lo es, se realiza entre el calderín de baja presión y el economizador de media presión, mientras que el segundo salto de presiones tiene lugar entre el calderín de media presión y el economizador de alta presión teniendo un valor mucho más elevado, 120 bar, generando un mayor salto de temperaturas.

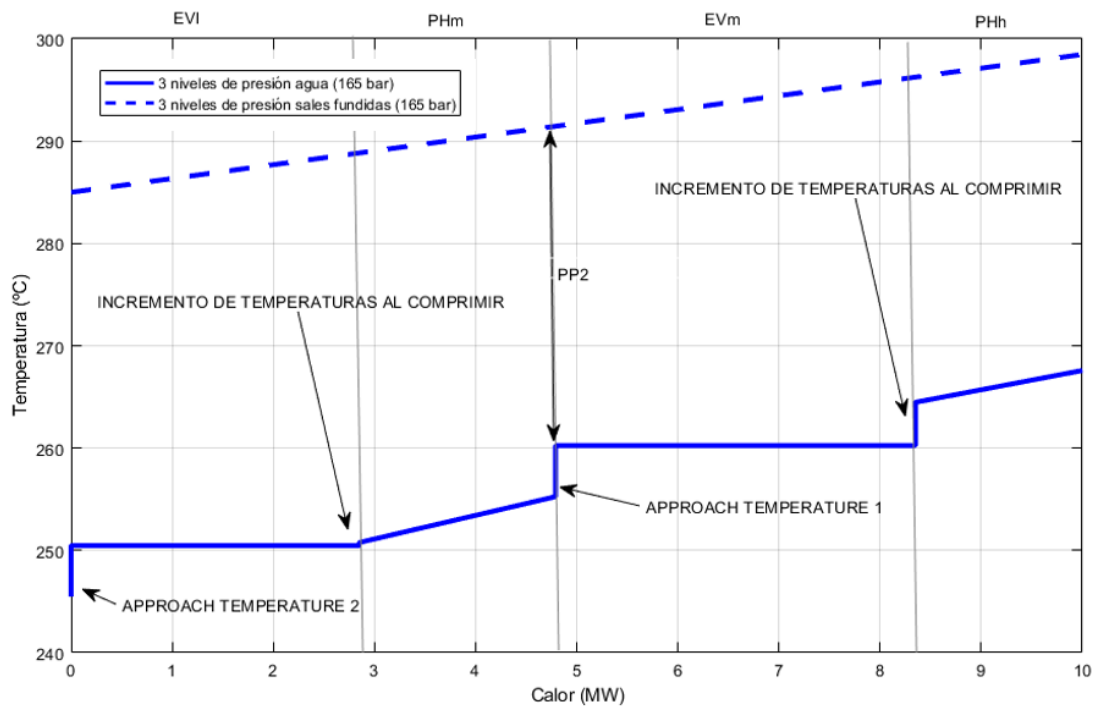


Figura 5.5. Diagrama temperatura-energía HRSG del 1º diseño baja y media presión.

En la tabla 5.2 se pueden ver los valores de las potencias y calores de los diferentes equipos para los dos diseños de generadores de vapor clasificándose según su presión máxima.

Como se ha mencionado antes, para un mismo diseño la potencia generada en la turbina de vapor de alta presión es mayor con una presión máxima de 165 bar que para 126 bar siendo la variación en torno a 7 MW, y en el recalentador el calor aportado por las sales fundidas es menor para una presión máxima de 126 bar.

En la turbina de baja presión las variaciones son relativamente pequeñas debido a que las propiedades de estos puntos son muy semejantes para ambos diseños y presiones. Las potencias consumidas por las bombas se pueden considerar despreciables en comparación con la potencia generada por ambas secciones de la turbina de vapor.

Como se puede ver, los valores del calor aportado por las sales fundidas para un mismo diseño son similares para los intercambiadores de calor de baja-media presión, pero varía bastante para los intercambiadores de alta presión:

- Economizador de alta presión: el calor aportado por las sales fundidas es menor para una presión máxima de 126 bar que para 165 bar debido a que se necesita menos energía para calentar el agua hasta una temperatura cercana a la de saturación.
- Evaporador de alta presión: el calor aportado por las sales fundidas es mayor para una presión máxima de 126 bar que para 165 bar debido a que se necesita mayor cantidad de energía para evaporar el agua líquida hasta un título del 60%.
- Sobrecalentador de alta presión: en este intercambiador de calor de cualquier diseño la diferencia de calor de ambas presiones es mucho menor que para el resto de los intercambiadores de calor de alta presión, siendo su diferencia de 3 MW.

TABLA 5.2. POTENCIAS Y CALORES DE LOS DIFERENTES DISEÑOS Y PRESIONES.

EQUIPOS		HRSG 3 Niveles 1° Diseño		HRSG 3 Niveles 2° Diseño	
		Potencia/Calor (MW)		Potencia/Calor (MW)	
		126 Bar	165 Bar	126 Bar	165 Bar
HPT		24,05	27,94	24,13	27,99
RECALENTADOR		30,45	37,42	31,96	39,28
LPT	ETAPA 1	3,22	3,11	3,38	3,26
	ETAPA 2	17,57	16,97	16,56	16,00
	ETAPA 3	15,56	15,04	15,54	15,02
	ETAPA 4	14,63	14,13	14,64	14,15
	ETAPA 5	13,74	13,28	13,77	13,31
	ETAPA 6	12,90	12,46	12,95	12,52
	ETAPA 7	11,60	11,21	12,32	11,91
BOMBA 1		0,032	0,032	0,032	0,031
BOMBA 2		0,045	0,044	0,043	0,042
BOMBA 3		0,023	0,025	0,024	0,026
BOMBA 4		0,225	0,317	0,225	0,317
EVAPORADOR LP		2,94	2,85	2,96	2,86
ECONOMIZADOR MP		2,00	1,94	1,79	1,73
EVAPORADOR MP		3,39	3,56	3,45	3,63
ECONOMIZADOR HP		34,00	45,78	34,08	45,86
EVAPORADOR HP		103,62	77,05	103,97	77,17
SOBRECALENTADOR HP		73,17	76,69	73,41	76,82

6 ANÁLISIS ECONÓMICO

Para la realización del análisis económico se ha empleado el método LCOE (Levelized Costo of Energy) que permite comparar las diferentes tecnologías de generación de energía eléctrica, siendo su valor calculado como el cociente del sumatorio de todos los costes durante la vida de la central y la energía producida durante la vida de esta, se ha supuesto una vida de 25 años, tal y como se muestra de forma desglosada en la ecuación 6.1.

$$LCOE(t) = \frac{C(t) + L + \sum_{i=1}^T \left[\frac{C(t)(O\&M + I)}{(1 + d)^i} \right]}{\sum_{i=1}^T \left[\frac{STF\eta(1 - DR)^i}{(1 + d)^i} \right]} \quad (6.1)$$

donde:

- $C(t)$ es el coste total de la instalación en [\$/W].
- L es el coste del terreno en [\$/W].
- $O\&M$ represente el porcentaje de coste de mantenimiento y operación en [%].
- I representa los costes de seguro en [%].
- S en [kWh/m²/año].
- TF en [%].
- η es el factor de actuación en [m²/W].
- DR es la tasa de degradación en [%].
- d es la tasa de descuento en [%].
- T es el tiempo de vida estimado en [años].

De acuerdo con la figura 6.1 que representa la variación del LCOE de diferentes tecnologías a lo largo de los años, una central solar de torre tiene un LCOE de 11,5 cUS\$/kWh para 2019 y sabiendo la potencia eléctrica generada cada año, teniendo en cuenta que se genera electricidad 300 días al año, 17 horas al día de las cuales 9 son debidas al almacenamiento, se pueden calcular los costes de generación para esta tecnología y el nuevo LCOE.

La fabricación del generador de vapor de tres niveles de presión tiene un coste adicional debido a su complejidad, su cálculo se realiza mediante una suposición multiplicando por dos el coste adicional de la inclusión de un HRSG de dos niveles de presión en una central termosolar de torre [1], siendo su valor adicional es un 1,4% del coste total.

Pasando de un generador de vapor de un nivel de presión al primer diseño de tres niveles de presión el LCOE se reduce de 11,5 cUS\$/kWh a 11,47 cUS\$/kWh y se incrementa la potencia anual 9,129 GWh/año para la implantación del primer diseño de generador de vapor.

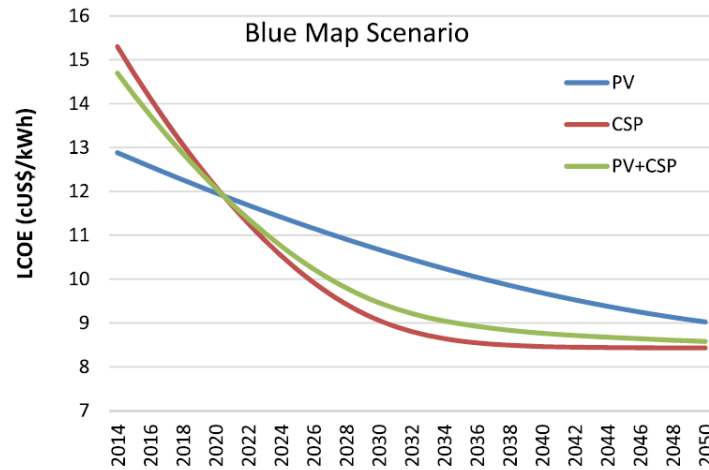


Figura 6.1. Representación del LCOE de diferentes tecnologías en función del año. [2].

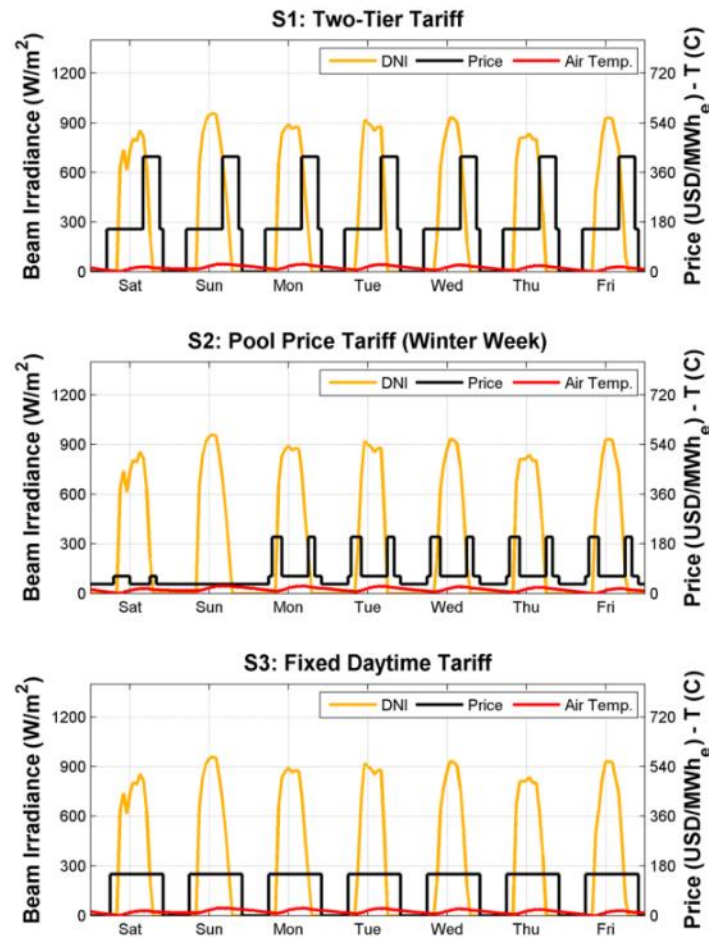


Figura 6.2. Diferentes escenarios para el precio de la energía [20].

En la figura 6.2 se pueden ver tres diferentes escenarios de variación del precio de en función de los días de la semana.

- Escenario uno (S1): el precio del MWh es igual para cada uno de los días de la semana, siendo su valor durante el día de 150 USD/MWh y durante el pico de demanda durante la noche es multiplicado por 2,7, 405 USD/MWh.

- Escenario dos (S2): el precio del MWh es variable a lo largo de los días de la semana.
- Escenario tres (S3): el precio del MWh es contante a lo largo de toda la semana y teniendo un valor de 150 USD/MWh.

Se considera la situación uno (S1) porque es similar a la existente actualmente para las plantas termosolares de torre que están bajo el proyecto REIPPPP (Renewable Energy Independent Power Producer Procurement Programme) anunciado por Ministerio de Energía de Sudáfrica [24], siendo más cara la electricidad vendida a lo largo de las cuatro horas que dura el pico de demanda en la noche comprendido entre las 17:00 y las 21:00.

Considerando la hipótesis de que 4 horas de la electricidad producida en un día es vendida a 405 USD/MWh y el resto a 150 USD/MWh, los 9,129 GWh/año extra que se obtienen al implantar el generador de vapor del primer diseño, generan un LCOE de 11,47 cUS\$/kWh y se traducen en un ingreso económico extra de 1.917.090 US\$/año.

TABLA 6.1. RESUMEN DATOS Y VALORES LCOE.

HRSG	Wnet (MW)	Elec. anual (GWh/año)	η (%)	H. Totales	H. Almacenamiento	LCOE (cUS\$/kWh)
1 nivel de presión	110	561	44,12	17	9	11,5
3 niveles de presión (1° Diseño)	111,79	570,129	44,84	17	9	11,47

7 CONCLUSIÓN

Cumpliendo el objetivo de modificar el generador de vapor pasando a tener tres niveles de presión en lugar de uno, se permite incrementar la presión a la entrada de la turbina de alta presión hasta 165 bar, que es la máxima que permite el modelo de turbina empleado, cumpliendo la ecuación del PP, manteniendo la temperatura mínima de las sales fundidas en 285°C y la máxima en 565°C, y evaporando el agua del bloque motor en tres fases, lo que se traduce en un mayor rendimiento.

Tras el análisis de los resultados se puede ver que lo mencionado en el párrafo anterior se cumple para los dos diseños propuestos, siendo el ideal el primer diseño, que consiste en mantener el bloque motor intacto modificando exclusivamente el diseño del generador de vapor.

Al tener mayor número de niveles de presión el calor aportado por las sales fundidas es aprovechado de manera más eficiente permitiendo generar 9,129 GWh/año para una energía calorífica constante en comparación con el generador de vapor de un nivel de presión de referencia, generando unos beneficios económicos anuales de 1.917.090 US\$/año y reduciendo el LCOE de 11,5 cUS\$/kWh fijado para 2019 a 11,47 cUS\$/kWh.

Hay que destacar que al imponer mayor número de presiones en el generador de vapor supone una mayor inversión, pero será menor que el beneficio generado por la instalación de este sistema.

El siguiente paso a este trabajo es el dimensionamiento de la geometría y la construcción de los intercambiadores de calor tubo-carcasa del generador de vapor según la normativa TERMA, el estudio detallado de las cargas mecánicas que sufren los intercambiadores calor, como el propio peso del fluido, que pueden dar lugar a fallos por fenómenos de fatiga y la vida útil de esta sección de las centrales termosolares de torre.

A medida que las centrales de energías no renovables se vayan cerrando por normativas anticontaminación, las centrales de energía renovable entrarán en auge y muchos de los estudios se centrarán en ellas debido a la obligación de sustituir a las actuales centrales que satisfacen la mayoría de la demanda, siendo la energía solar de concentración una de ellas, ya que permite producir energía en ausencia de sol gracias al sistema de almacenamiento de tanques en el momento necesario.

8 BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Gómez-Hernández, P.A. González-Gómez, J.V. Briongos, D. Santana, “Maximizing the power block efficiency of solar tower plants: Dual-pressure level steam generator”, *Applied Thermal Engineering* 144 (2018) 583-592.
- [2] C. Parrado, A. Girard, F. Simon, E. Fuentealba, “2050 LCOE (Levelized Cost of Energy) projection for a hybrid PV (photovoltaic)-CSP (concentrated solar power) plant in Atacama Desert Chile”, *Energy* 94 (2016) 422-430.
- [3] Red de electrificación española, “Seguimiento de la demanda de energía eléctrica”. <https://demanda.ree.es/visiona/peninsula/demanda/total> (acceso: 26 de mayo de 2019).
- [4] “Planta solar térmica Gemasolar”. Sener. <http://www.poweroilandgas.sener.es/proyecto/gemasolar> (acceso: 15 de febrero de 2019)
- [5] “Colector solar plano”. Energía solar. <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/colector-solar-termico/colector-solar-plano> (acceso: 15 de febrero de 2019).
- [6] C. Villasante. “Energías Solares Termoeléctricas”. Energía Solar termoeléctrica. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>. (acceso: 15 de febrero de 2019).
- [7] “Paneles solares térmicos. Ventajas de los tubos de vacío frente a los colectores planos”. IASFIN. <http://www.iadfin.es/2017/08/paneles-solares-termicos-ventajas-de.html> (acceso: 15 de febrero de 2019).
- [8] “Andasol”. Wikipedia. <https://es.wikipedia.org/wiki/Andasol> (acceso: 15 de febrero de 2019).
- [9] “Energía solar térmica de alta temperatura”. Energía solar. <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/alta-temperatura> . (acceso: 15 de febrero de 2019).
- [10] Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos, “Ciclos térmicos para la producción de potencia”, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2016.
- [11] S. Sabugal-García y F. Gómez-Moñux, *Centrales térmicas de ciclo combinado teoría y proyecto*, 1ªed. España: Ediciones Díaz de Santos, 2006.
- [12] “Turbina S ST-600”, Siemens. <https://w5.siemens.com/spain/web/es/energia-sostenible/power-and-gas/turbinas%20de%20vapor/de%202%20a%20250%20mw/page/s/turbina-sst-600.aspx> (acceso: 25 de febrero de 2019).
- [13] D. Murillo-Pérez, “Estudio de centrales termosolares a alta presión”, Trabajo de grado, Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2018.
- [14] Comisión europea, “Marco sobre clima y energía para 2030”. Energía, cambio climático y medio ambiente. https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_es#tab-0-0 (acceso: 14 de marzo de 2019)
- [15] “Energía renovable”. Wikipedia. https://es.wikipedia.org/wiki/Energía_renovable

- [16] “Energía no renovable”. Wikipedia. https://es.wikipedia.org/wiki/Energía_no_renovable
- [17] P.A. Rodríguez-Aumente y C. S. Vereda Ortiz, “Instalaciones de energías renovables, captadores solares térmicos”, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2016.
- [18] P.A. Rodríguez-Aumente y C. S. Vereda Ortiz, “Instalaciones de energías renovables, captadores con seguimiento”, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2016.
- [19] P.A. Rodríguez-Aumente y C. S. Vereda Ortiz, “Instalaciones de energías renovables, plantas termosolares”, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2016.
- [20] R. Guédez, M. Topel, I. Conde, F. Ferragut, I. Callaba, J. Spelling, Z. Hassar, C. D. Pérez-Segarra u B. Laumert, “A Methodoly for Determining Option Solar Tower Plant Configurations and Operating Strategies to Maximize Profits Base don Hourly Electricity Market Prices and Tariffs”, Journal of Solar Energy Engineering, vol. 138.
- [21] Apuntes clase máquinas y centrales térmicas, “Energía solar de concentración”, Dpto Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.
- [22] P. Landin, “Centrales de ciclo combinado. Animaciones flash”, Pelansintecno-Tecnología ESO, <http://pelandintecno.blogspot.com/2012/11/centrales-de-ciclo-combinado.html>, (acceso: 22 de mayo de 2019).
- [23] Coolprop, www.coolprop.org, (acceso: 06 de junio de 2019).
- [24] “South African Minister of Energy announces REIPPPP projects”, Mining review Africa, <https://www.miningreview.com/business-and-policy/south-african-minister-energy-announces-reipppp-projects/>. (acceso: 06 de junio de 2019).

ANEXO A: ESQUEMA Y PROPIEDADES

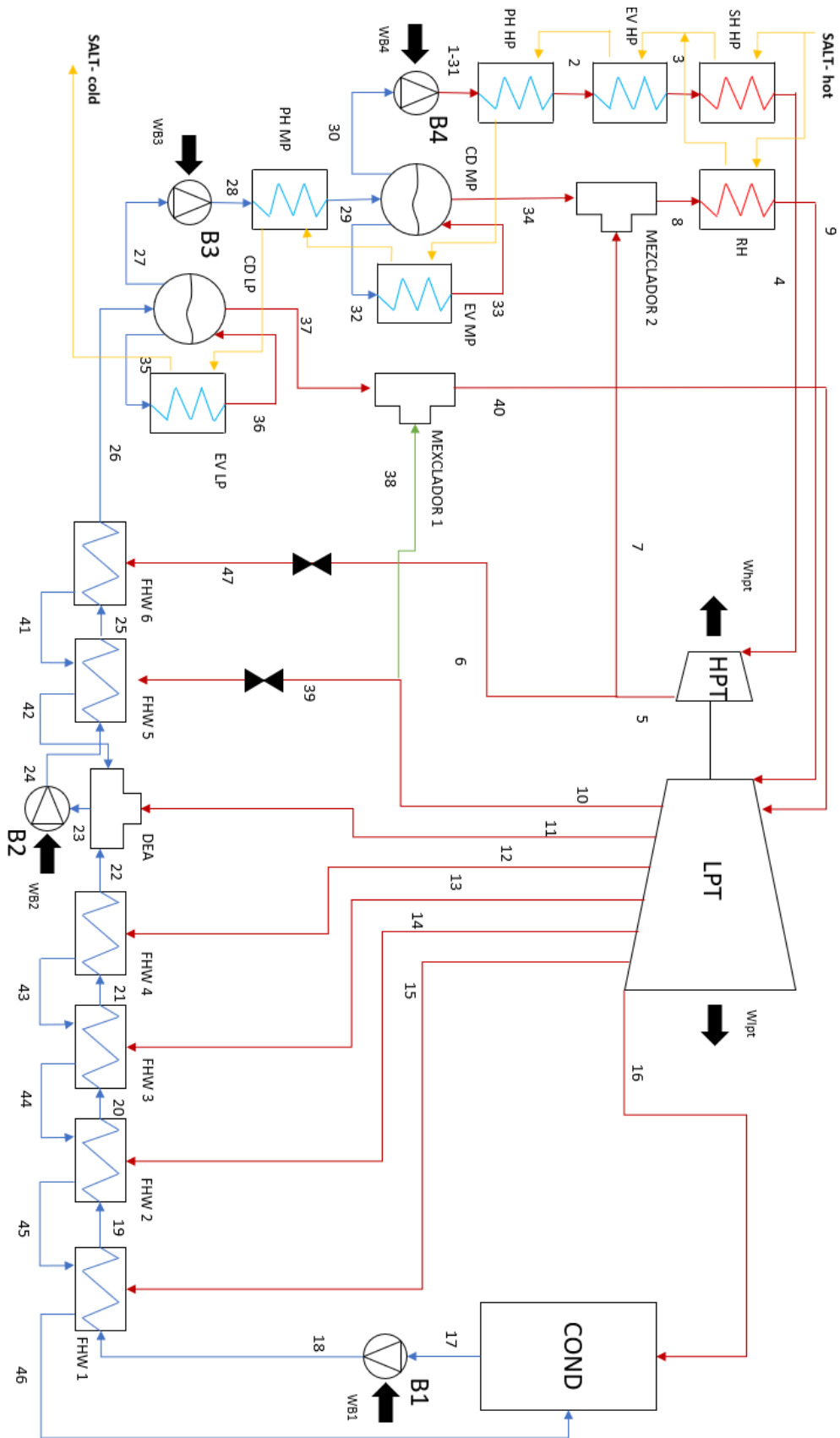


TABLA. PROPIEDADES DE LOS DIFERENTES PUNTOS DEL AGUA EN EL PB.

PUNTOS	PRESIÓN (Pa)	TEMPERATURA (K)	ENTALPÍA(J/kg)	ENTROPÍA(J/K)
1	16.900.000	537,47	1.154.800	2.893
2	16.700.000	623,99	1.677.800	3.789
3	16.700.000	623,99	2.557.900	5.199
4	16.500.000	823,00	3.434.000	6.463
5	4.700.000	637,97	3.114.800	6.548
6	4.700.000	637,97	3.114.800	6.548
7	4.700.000	637,97	3.114.800	6.548
8	4.700.000	637,97	3.111.700	6.544
9	4.500.000	823,00	3.555.300	7.176
10	3.899.400	804,37	3.518.400	7.182
11	2.090.700	702,28	3.311.100	7.177
12	999.230	604,38	3.118.300	7.177
13	418.910	504,59	2.925.500	7.215
14	144.560	403,22	2.732.800	7.260
15	39.049	348,43	2.540.000	7.317
16	11.500	321,72	2.358.300	7.383
17	11.000	320,83	199.650	674
18	2.890.700	321,11	203.290	676
19	2.690.700	346,73	310.220	997
20	2.490.700	381,69	456.980	1.401
21	2.290.700	416,73	605.740	1.774
22	2.090.700	451,29	755.450	2.119
23	2.090.700	487,78	918.830	2.468
24	4.376.400	488,36	922.200	2.469
25	4.176.400	498,10	966.950	2.560
26	3.976.400	518,47	1.063.100	2.750
27	4.020.000	523,47	1.087.300	2.796
28	4.900.000	523,77	1.088.700	2.797
29	4.700.000	528,25	1.110.700	2.839
30	4.700.000	533,25	1.135.500	2.886
31	16.900.000	537,47	1.154.800	2.893
32	4.700.000	533,25	1.135.500	2.886
33	4.700.000	533,25	2.132.100	4.755
34	4.700.000	533,25	2.796.500	6.001
35	4.020.000	533,25	1.087.300	2.796
36	4.020.000	533,25	2.115.400	4.760
37	4.020.000	533,25	2.800.800	6.069
38	4.020.000	804,90	3.518.400	7.182
39	2.500.000	798,12	3.518.400	7.396
40	4.020.000	803,36	3.514.900	7.177
41	3.640.000	503,70	992.920	2.613
42	2.500.000	493,96	947.370	2.525
43	999.230	422,33	628.980	1.833
44	418.910	387,29	479.150	1.464
45	144.560	352,33	331.650	1.066
46	39.049	326,70	224.240	749
47	3.640.000	628,54	3.114.800	6.659

ANEXO B: CÓDIGO MATLAB

%% Se definen los parámetros constantes.

clear all

close all

Pmax=16500000; %Presión máxima a la entrada de la turbina de alta presión

global net_power

global h

global T

global P

global cp

global den

%Datos del problema

net_power=110000000; %Potencia neta

%Datos de la sal

Tsal_max=565; %Temperatura máxima de la sal en grados

%Tiempos

t_pro=18; %Horas de producción de la torre

t_sol=8; %Horas de captación solar

%Presión agua

delta_P_HP_FWH=0.03; %Porcentaje de pérdida de carga en el sangrado FWH
%de alta presión hasta llegar a los FWH

delta_P_LP_FWH=0.05; %FPorcentaje de pérdida de carga en el sangrado FWH
%de baja presión hasta llegar a los FWH

delta_P_SG=2*10^5; %Pérdida de presión del agua en cada componente del SG

delta_P_FWH=2*10^5; %Pérdida en los tubos del FWH

delta_P_cond=0.005*10^5; %Pérdida de carga en el condensador

%Presión sal

delta_P_SH=1.5*10^5; %Pérdida de presión de la sal en el superheater

delta_P_RH=1.5*10^5; %Pérdida de presión de la sal en el reheater

delta_P_EV=1.5*10^5; %Pérdida de presión de la sal en el evaporador

delta_P_PH=2*10^5; %Pérdida de presión de la sal en el preheater

delta_P_TORRE=70*10^5; %Pérdida de presión de la sal la torre

P_s_cold=3.5*10^5; %Presión de la sal en el tanque frío

P_s_hot=1.5*10^5; %Presión de la sal en el tanque caliente

delta_P_codos=21*10^5; %Pérdida de presión de la sal debido a codos

%Datos del agua

Tmax_agua=550+273; %Temperatura máxima del agua

Tmin_agua=245+273; %Temperatura mínima del agua

```
%Steam generator
PP=2.5; %Pinch Point
Approach=5
```

```
%Power block
HPTrend=0.855; %Rendimiento de la turbina de alta presión
LPTrend=0.895; %Rendimiento de la turbina de baja presión
Bom_rend=0.8; %Rendimiento isentrópico de las bombas
P_HR=45*10^5; % Presión de recalentamiento
```

```
%Condensador
P_cond=0.115*10^5; %Presión del condensador
x_inlet=0.9163; %Título a la entrada del condensador
Tin_refri=25+273; %Temperatura de entrada del refrigerante en el
    %condensador
Tout_refri=25+273;%Temperatura desalida del refrigerante en el
    %condensador
```

```
%Alimentación
n_total=7;% Número de sangrados
n_lpt=6; %Número de sangrados de baja presión
```

```
%FWH baja presión
TTD_low=1.7
DCA_low=5.6
```

```
%FWH baja presión
TTD_high=-1
DCA_high=5.6
```

%RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA

%CALCULO DE LAS ENTALPIAS TEMPERATURAS Y PRESIONES

```
%POWER BLOCK
%Turbina de alta presión
P(4)=Pmax; T(4)=Tmax_agua
P(5)=P_HR+delta_P_SG
h(4)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(4),'T',T(4),'water')
s(4)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(4),'T',T(4),'water')
hs(5)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(5),'S',s(4),'water')
h(5)=h(4)-HPTrend*(h(4)-hs(5))
T(5)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(5),'H',h(5),'water')
s(5)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(5),'H',h(5),'water')
```

```
%Punto 5, 6 y 7 tiene las mismas propiedades es decir es el mismo punto
%lo único que se divide el gasto másico de 5 en dos.
T(6)=T(5)
s(6)=s(5)
P(6)=P(5)
```

h(6)=h(5)

T(7)=T(5)

s(7)=s(5)

P(7)=P(5)

h(7)=h(5)

%Mezclador 2

P(8)=P(7)

h(8)=h(7)*0.999

T(8)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(8),'H',h(8),'water')

s(8)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(8),'H',h(8),'water')

%RH

T(9)=Tmax_agua

P(9)=P_HR

h(9)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(9),'T',T(9),'water')

s(9)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(9),'T',T(9),'water')

%Turbina de baja presión 1ªParte

P(10)=40.2*10^5 % % 39.764*10^5

hs(10)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(10),'S',s(9),'water')

h(10)=h(9)-LPTrend*(h(9)-hs(10))

T(10)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(10),'H',h(10),'water')

s(10)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(10),'H',h(10),'water')

P(38)=P(10)

h(38)=h(10)

T(38)=T(10)

s(38)=s(10)

%Mezclador 1

P(40)=P(38)

h(40)=h(38)*0.999

T(40)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(40),'H',h(40),'water')

s(40)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(40),'H',h(40),'water')

%Turbina de baja presión 2ªParte

P(16)=P_cond

hs(16)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(16),'S',s(40),'water')

h(16)=h(40)-LPTrend*(h(40)-hs(16))

h_ref(16)=0

Incr_h=(h(40)-h(16))/(n_lpt)

%Para el sangrado 11

h(11)=h(40)-Incr_h/LPTrend

s(11)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(40),'H',h(40),'water')

P(11)=CoolProp.PropsSI('P','S',s(11),'H',h(11),'water')

T(11)=CoolProp.PropsSI('T','S',s(11),'H',h(11),'water')

```

while abs(h(16)-h_ref(16))>=10^-3
    h_ref(16)=h(16)
    Incr_h=(h(40)-h(16))/(n_lpt)
    for i=12:1:16
        if i==16
            %La ultima etapa de la turbina y la primera del
condensador
            P(i)=P_cond
            hs(i)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(i),'S',s(i-1),'water')
            h(i)=h(i-1)-LPTrend*(h(i-1)-hs(i))
            T(i)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(i),'H',h(i),'water')
            s(i)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(i),'H',h(i),'water')
        else
            %Para el resto de los sangrados
            h(i)=h(i-1)-Incr_h/LPTrend
            s(i)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(i-1),'H',h(i-1),'water')

            P(i)=CoolProp.PropsSI('P','S',s(i),'H',h(i),'water')
            h(i)=h(i-1)-Incr_h
        end
    end
end
end

```

%A las presiones de los sangrados hay que restarles las pérdidas de cargas
 %correspondientes hasta llegar a los FHW 3 por ciento para alta presión y 5
 %por ciento para los de baja presión

```

for i=1:1:16
    Ps(i)=P(i) %Creamos el vector Ps que son las presiones sin pérdida
end

```

```

P(10)=Ps(10)-Ps(10)*delta_P_HP_FWH
T(10)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(10),'H',h(10),'water')

```

```

for i=11:1:15
    P(i)=Ps(i)-Ps(i)*delta_P_LP_FWH
    T(i)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(i),'H',h(i),'water')
end

```

%Partición del gasto másico

```

P(47)=36.4*10^5
h(47)=h(6)
T(47)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(47),'H',h(47),'water')
s(47)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(47),'H',h(47),'water')

```

%Partición del gasto másico

```

P(39)=25*10^5

```

```

h(39)=h(10)
T(39)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(39),'H',h(39),'water')
s(39)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(39),'H',h(39),'water')

```

%Condensador

```

P(17)=P(16)-delta_P_cond %La presión a la salida del condensador es igual
                        %a la de entrada restandole la pérdida de carga
h(17)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(17),'Q',0,'water') %Es líquido saturado
T(17)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(17),'Q',0,'water')
s(17)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(17),'Q',0,'water')

```

%Bomba 1

```

P(18)=P(11)+delta_P_FWH*4
Incre_P1=P(18)-P(17)
hs(18)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(18),'S',s(17),'water')
h(18)=h(17)+((hs(18)-h(17))/Bom_rend)
T(18)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(18),'H',h(18),'water')
s(18)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(18),'H',h(18),'water')

```

```

Tm(1)=(T(18)+T(17))/2
Pm(1)=(P(18)+P(17))/2
cp=CoolProp.PropsSI('C','P',Pm(1),'T',Tm(1),'water')
den(1)=CoolProp.PropsSI('D','P',Pm(1),'T',Tm(1),'water')

```

%FWH 1 Baja Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```

Ts(15)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(15),'Q',0,'water')
P(19)=P(18)-delta_P_FWH
T(19)=Ts(15)-TTD_low
h(19)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(19),'T',T(19),'water')
s(19)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(19),'H',h(19),'water')

```

```

T(46)=DCA_high+T(18)
P(46)=P(15)
h(46)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(46),'T',T(46),'water')
s(46)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(46),'H',h(46),'water')

```

%FWH 2 Baja Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```

Ts(14)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(14),'Q',0.5,'water')
P(20)=P(19)-delta_P_FWH
T(20)=Ts(14)-TTD_low
h(20)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(20),'T',T(20),'water')
s(20)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(20),'H',h(20),'water')

```

```

T(45)=DCA_high+T(19)
P(45)=P(14)
h(45)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(45),'T',T(45),'water')
s(45)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(45),'H',h(45),'water')

```

%FWH 3 Baja Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```
Tsat(13)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(13),'Q',0.5,'water')
P(21)=P(20)-delta_P_FWH
T(21)=Tsat(13)-TTD_low
h(21)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(21),'T',T(21),'water')
s(21)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(21),'H',h(21),'water')
```

```
T(44)=DCA_high+T(20)
P(44)=P(13)
h(44)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(44),'T',T(44),'water')
s(44)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(44),'H',h(44),'water')
```

%FWH 4 Baja Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```
Tsat(12)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(12),'Q',0.5,'water')
P(22)=P(21)-delta_P_FWH
T(22)=Tsat(12)-TTD_low
h(22)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(22),'T',T(22),'water')
s(22)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(22),'H',h(22),'water')
```

```
T(43)=DCA_high+T(21)
P(43)=P(12)
h(43)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(43),'T',T(43),'water')
s(43)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(43),'H',h(43),'water')
```

%DEA

%La presión de todos los fluidos es la misma y a la salida de la DEA el
%fluido se encuentra a esa presión y en condiciones de líquido saturado

```
P(23)=P(22)
T(23)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(23),'Q',0,'water')
h(23)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(23),'Q',0,'water')
s(23)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(23),'H',h(23),'water')
```

%Bomba 2

```
P(24)=39.764*10^5+delta_P_FWH*2
Incre_P2=P(24)-P(23)
hs(24)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(24),'S',s(23),'water')
h(24)=((hs(24)-h(23))/Bom_rend)+h(23)
T(24)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(24),'H',h(24),'water')
s(24)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(24),'H',h(24),'water')
```

```
Tm(2)=(T(24)+T(23))/2
Pm(2)=(P(24)+P(23))/2
cp(2)=CoolProp.PropsSI('C','P',Pm(2),'T',Tm(2),'water')
den(2)=CoolProp.PropsSI('D','P',Pm(2),'T',Tm(1),'water')
```

%FWH 5 Alta Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```
Tsat(39)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(39),'Q',0,'water')
P(25)=P(24)-delta_P_FWH
T(25)=Tsat(39)-TTD_high
h(25)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(25),'T',T(25),'water')
s(25)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(25),'H',h(25),'water')
```

```
T(42)=DCA_high+T(24)
P(42)=P(39)
h(42)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(42),'T',T(42),'water')
s(42)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(42),'H',h(42),'water')
```

%FWH 6 Alta Presión

%Se aplica la definicion de TTD y DDA

```
Tsat(47)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(47),'Q',0,'water')
P(26)=P(25)-delta_P_FWH
T(26)=Tsat(47)-(-0.5)
h(26)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(26),'T',T(26),'water')
s(26)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(26),'H',h(26),'water')
```

```
T(41)=DCA_high+T(25)
P(41)=P(47)
h(41)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(41),'T',T(41),'water')
s(41)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(41),'H',h(41),'water')
```

%Calderín de baja presión

```
T(27)=T(26)+Approach
P(27)=P(38)
h(27)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(27),'Q',0,'water')
s(27)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(27),'Q',0,'water')
```

```
T(35)=T(26)+Approach
P(35)=P(38)
h(35)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(27),'Q',0,'water')
s(35)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(27),'Q',0,'water')
```

```
T(36)=T(26)+Approach
P(36)=P(38)
h(36)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(27),'Q',0.6,'water')
s(36)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(27),'Q',0.6,'water')
```

```
T(37)=T(26)+Approach
P(37)=P(38)
h(37)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(27),'Q',1,'water')
s(37)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(27),'Q',1,'water')
```

%Bomba 3

```
P(28)=P(7)+delta_P_SG
Incre_P2=P(28)-P(27)
```

```

hs(28)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(28),'S',s(27),'water')
h(28)=((hs(28)-h(27))/Bom_rend)+h(27)
T(28)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(28),'H',h(28),'water')
s(28)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(28),'H',h(28),'water')

```

```

Tm(3)=(T(28)+T(27))/2
Pm(3)=(P(28)+P(27))/2
cp(3)=CoolProp.PropsSI('C','P',Pm(3),'T',Tm(3),'water')
den(3)=CoolProp.PropsSI('D','P',Pm(3),'T',Tm(3),'water')

```

%PH media presión

```

P(29)=P(28)-delta_P_SG
T(29)=(CoolProp.PropsSI('T','P',P(29),'Q',0,'water'))-Approach
h(29)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(29),'T',T(29),'water')
s(29)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(29),'T',T(29),'water')

```

%Calderín de media presión

```

T(30)=T(29)+Approach
P(30)=P(29)
h(30)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(30),'Q',0,'water')
s(30)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(30),'Q',0,'water')

```

```

T(32)=T(29)+Approach
P(32)=P(29)
h(32)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(30),'Q',0,'water')
s(32)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(30),'Q',0,'water')

```

```

T(33)=T(29)+Approach
P(33)=P(29)
h(33)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(30),'Q',0.6,'water')
s(33)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(30),'Q',0.6,'water')

```

```

T(34)=T(29)+Approach
P(34)=P(29)
h(34)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(30),'Q',1,'water')
s(34)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(30),'Q',1,'water')

```

%Bomba 4

```

P(1)=P(4)+delta_P_SG*2
Incre_P2=P(1)-P(30)
hs(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(1),'S',s(30),'water')
h(1)=((hs(1)-h(30))/Bom_rend)+h(30)
T(1)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(1),'H',h(1),'water')
s(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(1),'H',h(1),'water')

```

```

P(31)=P(1)
h(31)=h(1)
T(31)=T(1)
s(31)=s(1)

```

```

Tm(4)=(T(1)+T(30))/2
Pm(4)=(P(1)+P(30))/2
cp(4)=CoolProp.PropsSI('C','P',Pm(4),'T',Tm(4),'water')
den(4)=CoolProp.PropsSI('D','P',Pm(4),'T',Tm(4),'water')

```

%PreHeater

```

P(2)=P(1)-delta_P_SG
T(2)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(2),'Q',0,'water')
h(2)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'Q',0,'water')
s(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(2),'H',h(2),'water')

```

%Evaporador

```

P(3)=P(2)
T(3)=CoolProp.PropsSI('T','P',P(3),'Q',1,'water')
h(3)=CoolProp.PropsSI('H','P',P(3),'Q',1,'water')
s(3)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(3),'H',h(3),'water')

```

%DIAGRAMA T-S

%Curva T-S

```

for i=1:1:373
    Tcurva(i)=i+273
    scurva(i)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcurva(i),'Q',0,'water')
end

```

```

for i=1:1:373
    Tcurva(i+373)=647-i
    scurva(i+373)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcurva(i+373),'Q',1,'water')
end

```

%% resolución

% Valores iniciales

```

x0(1)=1
x0(2)=1
x0(3)=1
x0(4)=1
x0(5)=1
x0(6)=1
x0(7)=1
x0(8)=1
x0(9)=1
x0(10)=1
x0(11)=1
x0(12)=1
x0(13)=1
x0(14)=1
x0(15)=1
x0(16)=1
x0(17)=1
x0(18)=1
x0(19)=1

```

```
x0(20)=1
x0(21)=1
x0(22)=1
x0(23)=1
x0(24)=1
x0(25)=1
x0(26)=1
x0(27)=1
x0(28)=1
x0(29)=1
x0(30)=1
x0(31)=1
x0(32)=1
x0(33)=1
x0(34)=1
x0(35)=1
x0(36)=1
x0(37)=1
x0(38)=1
x0(39)=1
x0(40)=1
x0(41)=1
x0(42)=1
x0(43)=1
x0(44)=1
x0(45)=1
x0(46)=1
```

```
fun=@cicle3
x=fsolve(fun,x0)
```

```
Whpt=x(1)
Wlpt=x(2)
W(1)=x(3)
W(2)=x(4)
W(3)=x(5)
W(4)=x(6)
W(5)=x(7)
W(6)=x(8)
W(7)=x(9)
WB1=x(10)
WB2=x(11)
mv(1)=x(12)
mv(2)=x(13)
mv(3)=x(14)
mv(4)=x(15)
mv(5)=x(16)
mv(6)=x(17)
mv(7)=x(18)
mv(8)=x(19)
```

```

mv(9)=x(20)
mv(10)=x(21)
mv(11)=x(22)
mv(12)=x(23)
mv(13)=x(24)
mv(14)=x(25)
mv(15)=x(26)
mv(16)=x(27)
mv(17)=x(28)
mv(18)=x(29)
mv(19)=x(30)
mv(20)=x(31)
m_t=x(32)
m_cond=x(33)
ml(1)=x(34)
ml(2)=x(35)
ml(3)=x(36)
ml(4)=x(37)
Q_EV_LP=x(38)
Q_PH_MP=x(39)
Q_EV_MP=x(40)
Q_PH_HP=x(41)
Q_EV_HP=x(42)
Q_SH_HP=x(43)
Q_RH=x(44)
WB3=x(45)
WB4=x(46)

```

```

rend=(Whpt+Wlpt-WB1-WB2-WB3-
WB4)/(Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP+Q_PH_HP+Q_EV_HP+Q_SH_HP+Q_RH
)

```

```

%% Figure 1

```

```

%Para poder dibujar las gráficas se renombran los puntos y se pasan a
%unidades °C y kj/kg*K

```

```

for i=1:746
    sscurva(i)=scurva(i)/1000
    Tscurva(i)=Tcurva(i)-273
end
for i=1:10
    Tfigura(i)=T(i)-273
    sfigura(i)=s(i)/1000
end
sfigura(11)=s(40)/1000
Tfigura(11)=T(40)-273
for i=12:32
    Tfigura(i)=T(i-1)-273
    sfigura(i)=s(i-1)/1000
end

```

```

sfigura(33)=s(35)/1000;Tfigura(33)=T(35)-273
sfigura(34)=s(36)/1000;Tfigura(34)=T(36)-273
sfigura(35)=s(37)/1000;Tfigura(35)=T(37)-273
sfigura(36)=CoolProp.PropsSI('S','P',P(40),'T',638,'water')/1000;Tfigura(36)=638-273
sfigura(37)=s(40)/1000;Tfigura(37)=T(40)-273

```

```

sfigura(38)=s(32)/1000;Tfigura(38)=T(32)-273
sfigura(39)=s(33)/1000;Tfigura(39)=T(33)-273
sfigura(40)=s(34)/1000;Tfigura(40)=T(34)-273
sfigura(41)=s(8)/1000;Tfigura(41)=T(8)-273

```

```

plot (sscurva,Tscurva,'Color','k')
grid on
hold on
plot (sfigura(1:32),Tfigura(1:32),'Color','k')
plot (sfigura(33:37),Tfigura(33:37),'Color','k')
plot (sfigura(38:41),Tfigura(38:41),'Color','k')
plot(sfigura(1:41), Tfigura(1:41),'k o','MarkerSize', 4)
xlabel('Entropía (kJ/kg*K)')
ylabel('Temperatura (°C)')
whitebg('w')
set(gcf,'Color','w')

```

%% Figure 2

```

Ta(2)=T(35);Qa(2)=0
Ta(3)=T(36);Qa(3)=Q_EV_LP
Ta(4)=T(28);Qa(4)=Q_EV_LP
Ta(5)=T(29);Qa(5)=Q_EV_LP+Q_PH_MP
Ta(6)=T(32);Qa(6)=Q_EV_LP+Q_PH_MP
Ta(7)=T(33);Qa(7)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP
Ta(8)=T(1);Qa(8)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP
Ta(9)=T(2);Qa(9)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP+Q_PH_HP
Ta(10)=T(3);Qa(10)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP+Q_PH_HP+Q_EV_HP
Ta(11)=T(4);Qa(11)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP+Q_PH_HP+Q_EV_HP+Q_S
H_HP

```

```

Ts(1)=285+273;Qs(1)=0
Ts(2)=565+273;Qs(2)=Q_EV_LP+Q_PH_MP+Q_EV_MP+Q_PH_HP+Q_EV_HP+Q_
SH_HP

```

```

plot (Qa(2:11),Ta(2:11))
grid on
hold on
plot (Qs(1:2),Ts(1:2))

```

```
function F=cicle3(x)
global net_power
global h
global T
global P
global cp
global den
```

```
%Incógnitas
```

```
Whpt=x(1)
Wlpt=x(2)
W(1)=x(3)
W(2)=x(4)
W(3)=x(5)
W(4)=x(6)
W(5)=x(7)
W(6)=x(8)
W(7)=x(9)
WB1=x(10)
WB2=x(11)
mv(1)=x(12)
mv(2)=x(13)
mv(3)=x(14)
mv(4)=x(15)
mv(5)=x(16)
mv(6)=x(17)
mv(7)=x(18)
mv(8)=x(19)
mv(9)=x(20)
mv(10)=x(21)
mv(11)=x(22)
mv(12)=x(23)
mv(13)=x(24)
mv(14)=x(25)
mv(15)=x(26)
mv(16)=x(27)
mv(17)=x(28)
mv(18)=x(29)
mv(19)=x(30)
mv(20)=x(31)
m_t=x(32)
m_cond=x(33)
ml(1)=x(34)
ml(2)=x(35)
ml(3)=x(36)
ml(4)=x(37)
Q_EV_LP=x(38)
Q_PH_MP=x(39)
Q_EV_MP=x(40)
```

$$Q_{PH_HP}=x(41)$$

$$Q_{EV_HP}=x(42)$$

$$Q_{SH_HP}=x(43)$$

$$Q_{RH}=x(44)$$

$$WB3=x(45)$$

$$WB4=x(46)$$

%Balance del ciclo

$$F(1)=net_power-(Whpt+Wlpt-WB1-WB2-WB3-WB4)$$

%Turbina de alta presión

%Balance de energía

$$F(2)=Whpt-(mv(1)*(h(4)-h(5)))$$

%Balance de masa

$$F(3)=mv(1)-(mv(3)+mv(2))$$

%Mezclador 2

%Balance de masa

$$F(4)=mv(4)-(mv(3)+mv(20))$$

$$F(5)=mv(4)*h(8)-(mv(3)*h(7)+mv(20)*h(34))$$

%Mezclador 1

%Balance de masa

$$F(6)=mv(8)-(mv(7)+mv(19))$$

$$F(7)=mv(8)*h(40)-(mv(7)*h(38)+mv(19)*h(37))$$

%Turbina de baja presión

%Balance de energía

$$F(8)=Wlpt-(W(1)+W(2)+W(3)+W(4)+W(5)+W(6)+W(7))$$

$$F(9)=W(1)-((mv(4))*(h(9)-h(10)))$$

$$F(10)=W(2)-((mv(8))*(h(40)-h(11)))$$

$$F(11)=W(3)-((mv(8)-mv(9))*(h(11)-h(12)))$$

$$F(12)=W(4)-((mv(8)-mv(9)-mv(10))*(h(12)-h(13)))$$

$$F(13)=W(5)-((mv(8)-mv(9)-mv(10)-mv(11))*(h(13)-h(14)))$$

$$F(14)=W(6)-((mv(8)-mv(9)-mv(10)-mv(11)-mv(12))*(h(14)-h(15)))$$

$$F(15)=W(7)-((mv(8)-mv(9)-mv(10)-mv(11)-mv(12)-mv(13))*(h(15)-h(16)))$$

%Balance de masa

$$F(16)=mv(5)-(mv(6)+mv(7))$$

$$F(17)=(mv(8))-(mv(9)+mv(10)+mv(11)+mv(12)+mv(13)+mv(14))$$

%Condensador

$$F(18)=m_cond-(mv(14)+mv(15))$$

%Bomba 1

$$F(19)=WB1-(m_cond*(cp(1)*(T(18)-T(17))+(1/den(1))*(P(18)-P(17))))$$

%FWH 1

%Balance de energía

$$F(20)=(m_cond*(h(19)-h(18)))-(mv(13)*h(15)+mv(16)*h(45)-mv(15)*h(46))$$

%Blance de masa

$$F(21)=mv(15)-(mv(16)+mv(13))$$

%FHW 2

%Balance de energía

$$F(22)=(m_cond*(h(20)-h(19)))-(mv(12)*h(14)+mv(17)*h(44)-mv(16)*h(45))$$

%Blance de masa

$$F(23)=mv(16)-(mv(12)+mv(17))$$

%FHW 3

%Balance de energía

$$F(24)=(m_cond*(h(21)-h(20)))-(mv(11)*h(13)+mv(10)*h(43)-mv(17)*h(44))$$

%Blance de masa

$$F(25)=mv(17)-(mv(11)+mv(10))$$

%FHW 4

%Balance de energía

$$F(26)=(m_cond*(h(22)-h(21)))-(mv(10)*(h(12)-h(43)))$$

%DEA

%Balance de energía

$$F(27)=m_t*h(23)-(m_cond*h(22)+mv(9)*h(11)+mv(18)*h(42))$$

%Balance de masa

$$F(28)=m_t-(mv(18)+m_cond+mv(9))$$

%Bomba 2

$$F(29)=WB2-(m_t*(cp(2)*(T(24)-T(23))+(1/den(2))*(P(24)-P(23))))$$

%FHW 5

%Balance de energía

$$F(30)=(m_t*(h(25)-h(24)))-(mv(6)*h(39)+mv(2)*h(41)-mv(18)*h(42))$$

%Blance de masa

$$F(31)=mv(18)-(mv(6)+mv(2))$$

%FHW 6

%Balance de energía

$$F(32)=(m_t*(h(26)-h(25)))-((mv(2)*(h(47)-h(41))))$$

%Calderín LP

%Balance de energía

$$F(33)=(m_t*h(26)+ml(1)*h(36))-(ml(1)*h(35)+ml(2)*h(27)+mv(19)*h(37))$$

%Balance de masa

$$F(34)=m_t-(mv(19)+ml(2))$$

%Calderín MP

%Balance de energía

$$F(35)=(ml(2)*h(29)+ml(3)*h(33))-(ml(3)*h(32)+ml(4)*h(30)+mv(20)*h(34))$$

%Balance de masa

$$F(36)=ml(4)+mv(20)-ml(2)$$

$$F(37)=mv(1)-ml(4)$$

%RH

$$F(38)=Q_RH-(mv(4)*(h(9)-h(8)))$$

%Evaporador LP

$$F(39)=Q_EV_LP-(ml(1)*(h(36)-h(35)))$$

%Preheater MP

$$F(40)=Q_PH_MP-(ml(2)*(h(29)-h(28)))$$

%Evaporador MP

$$F(41)=Q_EV_MP-(ml(3)*(h(33)-h(32)))$$

%Preheater HP

$$F(42)=Q_PH_HP-(ml(4)*(h(2)-h(1)))$$

%Evaporador HP

$$F(43)=Q_EV_HP-(ml(4)*(h(3)-h(2)))$$

%Superheatres HP

$$F(44)=Q_SH_HP-(ml(4)*(h(4)-h(3)))$$

%Bomba 3

$$F(45)=WB3-(ml(2)*(cp(3)*(T(28)-T(27))+(1/den(3))*(P(28)-P(27))))$$

%Bomba 4

$$F(46)=WB4-(ml(4)*(cp(4)*(T(31)-T(30))+(1/den(4))*(P(31)-P(30))))$$

end